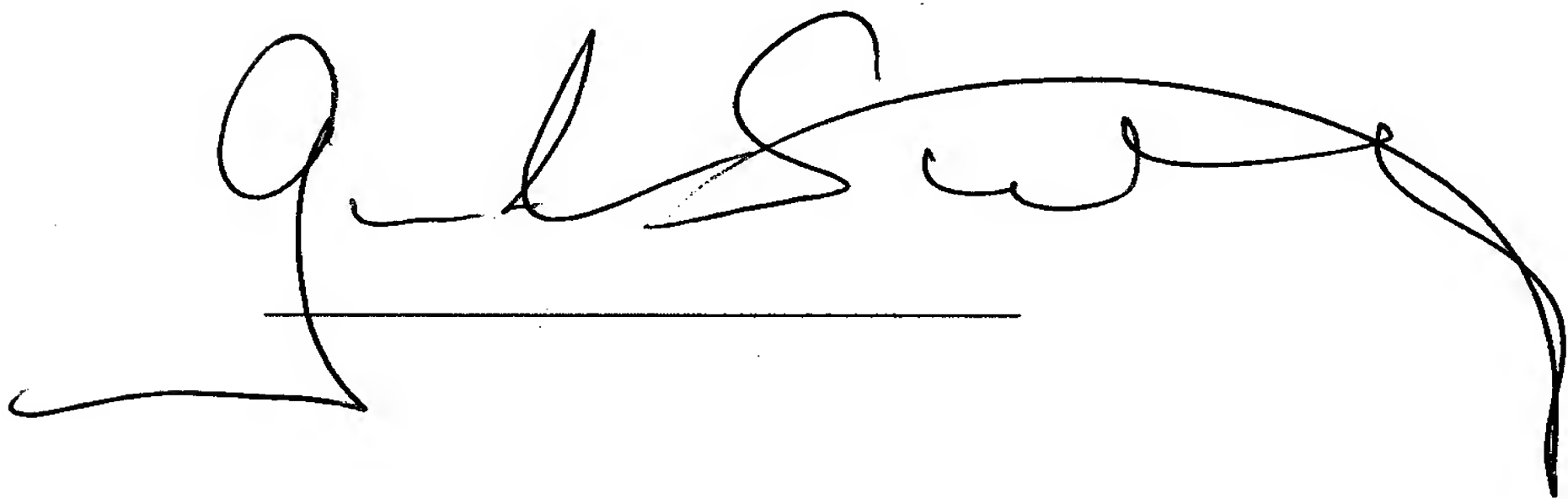


I, Gudrun Sweeney, of gspatentsearches, 33 Anderson House, Fountain Road, London SW17 0HL, do hereby declare that I am conversant with the German and English languages and that to the best of my knowledge and belief the accompanying text is a true translation of

DE 103 16 113.9 in the name DaimlerChrysler AG

Signed this 13th day of April 2008

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Gudrun Sweeney', is written over a horizontal line. The signature is fluid and cursive, with a long horizontal stroke extending to the right.

Method for operating a compression ignition internal
combustion engine

5

The invention relates to a method for operating a compression ignition internal combustion engine in accordance with the preamble of claim 1.

- 10 Two of the objectives in the development of new diesel internal combustion engines are to reduce the fuel consumption and to minimize exhaust emissions, in particular the emissions of nitrogen oxides and the formation of particulates. In modern compression
- 15 ignition internal combustion engines, exhaust gas recirculation is often used as a means for lowering emission levels, with an exhaust gas recirculation rate being set as a function of the load point.
- 20 The nitrogen oxide emission levels can be lowered further by using an SCR catalytic converter, in which the addition or metering of a reducing agent, e.g. ammonia, is implemented proportionally to the formation of nitrogen oxides in the internal combustion engine.
- 25 The required safety devices only permit limited conversion rates in an SCR catalytic converter of this type of between 60% and 70%, since the untreated nitrogen oxide emissions from the internal combustion engine can only be determined from known engine map
- 30 data. At present, sensors for the direct measurement of the concentrations of nitrogen oxides or ammonia in the exhaust gas are still in the research stage, since sensors of this type are currently still excessively inaccurate or extremely sensitive to external
- 35 influences.

The fuel economy of an internal combustion engine generally results only indirectly from the engine maps for the respective injection point stored in the engine

control unit. There is no feedback or correction based on the current efficiency or fuel consumption of the internal combustion engine.

- 5 DE 197 34 494 C1 has disclosed a method for operating an internal combustion engine, in which a recirculation rate of the exhaust gas is calculated on the basis of a two-fold measurement of the oxygen concentration in the exhaust gas and in the charge air. In this method, in
10 addition to the fact that the outlay on measuring equipment is high, only the recirculation rate of the exhaust gas is determined.

- DE 100 43 383 C2 has disclosed a method for determining
15 the nitrogen oxygen content in exhaust gases from internal combustion engines, in which the air mass fed to the internal combustion engine is recorded, with the combustion center of gravity being determined from at least one current measured value for the engine
20 operation. The untreated NOx emissions are calculated from the value for the position of the combustion center of gravity and the values for the recorded fuel quantity and air mass.

- 25 The combustion center of gravity uses the first law of thermodynamics to describe the state in the combustion chamber in which 50% of the fuel energy introduced has been converted. The position of the center of gravity is the associated crank angle position, i.e. a crank
30 angle position of the piston, at which 50% of the quantity of fuel participating in the combustion has been converted into heat.

- The considerable outlay involved in the simultaneous
35 determination of air, fuel and exhaust gas recirculation rates is disadvantageous, since a combustion chamber pressure profile resolved on the basis of the crank angle is required for the

calculation of the combustion center of gravity, and this pressure profile is complex to determine by metrology.

- 5 Therefore, the invention is based on the object of providing a method for controlling an internal combustion engine which ensures consumption-optimized operation of the internal combustion engine combined, at the same time, with a drop in the NOx emissions.

10

According to the invention, this object is achieved by a method having the features of claim 1.

- 15 The method according to the invention is distinguished by the fact that a quantity of fuel is metered in as a function of the operating point during a working cycle of the internal combustion engine, with the metered quantity of fuel being injected into the combustion chamber in such a manner that a position of each
20 combustion center of gravity is at a predetermined crank angle position independently of the operating point of the internal combustion engine.

- 25 According to the present invention, the efficiency of the compression ignition internal combustion engine is directly related to the position of the combustion center of gravity. In this case, the engine parameters are set in such a manner that the position of the center of gravity is at a defined crank angle position
30 independently of the operating point currently being run during the respective combustion or during each combustion. This crank angle position can be determined for the respective internal combustion engine before it starts to operate, e.g. on an engine test bench. A
35 maximum efficiency is achieved at this position of the combustion center of gravity which has been predetermined for the respective internal combustion engine. This predetermined position of the center of

gravity should then as far as possible be maintained throughout the entire service life of the internal combustion engine.

- 5 According to a further configuration of the invention, a current position of the combustion center of gravity is determined as a function of a recorded pressure profile in the combustion chamber, the pressure profile in the combustion chamber preferably being recorded by
10 means of a sensor. This achieves accurate determination of the position of the center of gravity. For this purpose, it is preferable to determine the current value of the center of gravity position of the combustion with the aid of a calculation model, so that
15 the metrology outlay can be reduced further.

- In a further configuration of the invention, the current combustion center of gravity is determined as a function of a crank angle position at which a maximum
20 cylinder pressure is recorded in the combustion chamber. Accordingly, the center of gravity position of the combustion is determined with the aid of an empirical model by means of a point in time at which the maximum pressure in the cylinder, e.g. an ignition
25 pressure, is reached. According to the present invention, the center of gravity position is dependent on the crank angle position of the maximum pressure occurring in the combustion chamber. This significantly simplifies determination of the combustion center of
30 gravity, since there is no need for processing or detailed resolution of the entire cylinder pressure profile in the combustion chamber on the basis of the crank angle during combustion.

- 35 According to a further configuration of the invention, the current combustion center of gravity is determined as a function of a fuel injection duration, the start of fuel injection, a charge mass in the combustion

chamber and the speed of the internal combustion engine. In this context, the charge mass can be taken from the engine maps stored in the engine control device, in order to simplify the method. As a result,
5 determination of the combustion center of gravity using an empirical model is further simplified. Therefore, rapid calculation or determination of the position of the combustion center of gravity can be achieved without having to use complex sensors in the combustion
10 chamber.

According to a further configuration of the invention, an exhaust gas recirculation quantity for setting a defined oxygen concentration in the combustion chamber
15 is set as a function of the center of gravity position of the combustion. In this case, the required exhaust gas recirculation rate is calculated from the determined untreated NOx emission from the internal combustion engine, and the exhaust gas recirculation is
20 controlled until a defined oxygen concentration is established in the combustion chamber. It is preferable for a desired value for the oxygen concentration to be stored as a constant value in an engine map for the internal combustion engine stored in the engine control
25 device.

In one configuration of the method according to the invention, the position of the combustion center of gravity is set by varying the start of the compression
30 ignition and/or by varying the fuel injection. This results in targeted and rapid control of the internal combustion engine at the respective load point, so that the internal combustion engine can operate with a maximum efficiency and reduced formation of untreated
35 NOx emissions.

Further features and combinations of features will emerge from the description. Specific exemplary

embodiments of the invention are illustrated in simplified form in and explained in more detail with reference to the following drawings, in which:

- 5 Fig. 1 shows a cross section through a cylinder of a
 direct injection compression ignition
 internal combustion engine,
- 10 Fig. 2 diagrammatically depicts an efficiency curve
 for an internal combustion engine as shown in
 Fig. 1 as a function of the position of the
 combustion center of gravity,
- 15 Fig. 3 shows a schematic diagram of the position of
 the maximum cylinder pressure of the internal
 combustion engine shown in Fig. 1 as a
 function of the position of the combustion
 center of gravity,
- 20 Fig. 4 diagrammatically depicts a comparison between
 two calculation methods used to determine the
 position of the combustion center of gravity,
- 25 Fig. 5 diagrammatically depicts a correlation
 between a measured position of the center of
 gravity and a position of the center of
 gravity calculated in accordance with a
 model,
- 30 Fig. 6 diagrammatically depicts a gas temperature
 curve in the combustion chamber of an
 internal combustion engine as shown in Fig. 1
 during combustion,
- 35 Fig. 7 diagrammatically depicts a relationship
 between a gradient of the gas temperature and
 the untreated NOx emission from an internal
 combustion engine as shown in Fig. 1,

Fig. 8 diagrammatically depicts the maxima for mean gas temperature in the combustion chamber as a function of the instantaneous untreated NOx emission from an internal combustion engine as shown in Fig. 1,

Fig. 9 diagrammatically depicts the curve of an NOx reduction rate as a function of an exhaust gas recirculation rate, and

Fig. 10 diagrammatically depicts the curve of an NOx reduction rate as a function of an oxygen concentration in the combustion air of an internal combustion engine as shown in Fig. 1.

Fig. 1 illustrates a cross section through a cylinder block 1 of a compression ignition internal combustion engine with direct injection. A piston 12 is guided displaceably in a cylinder 2, and the top side of this piston, together with a cylinder head 13, delimits a combustion chamber 11. An intake valve 14 and an exhaust valve 17 are arranged in the cylinder head 13, with the combustion air which is required being fed to the combustion chamber 11 through the intake valve 14 via an induction pipe 15. It is preferable for the respective air mass to be recorded by an air mass measuring device 16, which is connected to an engine control device 6 via a line 22.

Combustion gases pass through the exhaust valve 17 into an exhaust pipe 18, which leads to an exhaust gas aftertreatment device (not shown in the drawing). This exhaust gas aftertreatment device in particular includes an SCR catalytic converter for effectively lowering the NOx emission levels. Furthermore, an exhaust gas recirculation line 19 which branches off

- from the exhaust pipe 18 serves to recirculate combustion gases into the induction pipe 15. A flow meter 20 for recording the flow of exhaust gas which is recirculated and setting the quantity of exhaust gas which is recirculated is located in this exhaust gas recirculation line 19. The recorded quantity of recirculated exhaust gas is transmitted to the engine control device 6 via a line 21.
- 10 Furthermore, a pressure sensor 3, which transmits the pressure which is present in the combustion chamber via a connecting line 4 to the engine control device 6, is arranged in the combustion chamber 11, in the cylinder head 13. A fuel injection valve 25, which is connected to an injection pump 23 via an injection line 26, is also arranged in the cylinder head 13. A measuring apparatus 24 for recording the fuel quantity is provided between the injection pump 23 and the fuel injection valve 25. This fuel measuring device 24 is connected to the engine control device 6 via an electric line 27. The injection pump 23 is likewise connected to the engine control device by a control line 28.
- 25 The method according to the invention is aimed at operating the internal combustion engine with optimized consumption, a high efficiency and as far as possible at the same time minimized NOx emissions. According to the invention, the fuel injection valve 25 is used to introduce a quantity of fuel which is dependent on the operating point into the combustion chamber 11. This quantity of fuel is introduced into the combustion chamber 11 in such a manner that a defined position of the center of gravity is at a constant and predetermined crank angle position during each combustion operation, i.e. independently of the operating point. As shown in Fig. 2, operation of the internal combustion engine is optimized in terms of

consumption at this predetermined center of gravity position of the combustion (desired center of gravity), which is stored in engine control device 6. To ensure consumption-optimized operation, a current center of gravity position for the combustion is determined and compared with the desired center of gravity. If there is any deviation, required operating parameters are altered until the position of the combustion as far as possible corresponds to the desired center of gravity.

10

Since, in accordance with the present invention, the efficiency of the compression ignition internal combustion engine is directly related to the position of the combustion center of gravity, the engine parameters, in particular the fuel injection parameters, such as injection point, injection duration and injection cycle, are set in such a manner that the optimum position of the center of gravity is present during the respective combustion or during each combustion. The optimum position of the combustion or the desired combustion center of gravity can be determined for the respective internal combustion engine, for example on an engine test bench. This desired value is then stored in the engine control device 6 for the respective internal combustion engine.

The center of gravity position can be set or the current value can be adapted to the desired value by means of varying the start of compression ignition and/or by means of varying the fuel injection. As a result, targeted and rapid control of the internal combustion engine is carried out at the respective load point, so that the internal combustion engine is operated with a high efficiency. If, for example, the load-dependent fuel quantity is introduced into the combustion chamber 11 in the form of a preinjection, a main injection and optionally also an afterinjection, it is possible for both the injection points and the

35

fuel quantity ratios of the respective partial quantities to be varied in order to adapt the current center of gravity position of the combustion to the desired value. Furthermore, the fuel injection pressures of the preinjection, the main injection and the optional afterinjection can be varied.

Various methods for determining the position of the center of gravity are known. The conventional calculation method is based on the analysis of the cylinder pressure curve of the respective combustion. The first law of thermodynamics is used as a basis for this. This method requires the pressure profile in the combustion chamber, the change in volume, a model for the wall heat losses and the charge mass to determine the current center of gravity position.

Alternatively, the position of the center of gravity can be determined from the heating profile of the combustion. This accordingly requires temperature-dependent calculation of the internal energy or the polytropic exponent. This is likewise based on the first law of thermodynamics, and it is necessary to know the pressure profile in the combustion chamber, the change in volume and the charge mass of the respective combustion. This method can be carried out as an on-line calculation on the engine test bench or at the engine in the engine control device. This method has only minor deviations from the first calculation method.

According to the invention, a further method for determining the position of the center of gravity can be carried out with the aid of an empirical model made up of injection data, such as start of injection, injection duration, and the engine speed of the internal combustion engine if the charge mass is known, the charge mass preferably being stored in an engine

map stored in the engine control device 6. According to the invention, the center of gravity position in degrees crank angle is determined primarily by the data for the start of injection, the injected fuel quantity or injection duration and the engine speed. Late starts of injection, higher injection quantities and engine speeds shift the center of gravity position away from a top dead center TDC into the expansion phase. The air mass in the cylinder 2 also has a slight influence.

10

An equation for calculating the position of the center of gravity in degrees crank angle reads as follows:

$$SP = a_0 + a_1 \cdot SB + a_2 \cdot SD + a_3 \cdot t + a_4 \cdot m_{Cyl}.$$

15 In this equation, SP denotes the position of the combustion center of gravity, SB denotes the start of injection, SD denotes the injection duration, t denotes the time per working cycle, m_{Cyl} denotes the charge mass. The coefficients a_0 to a_4 are model coefficients
20 for the respective internal combustion engine. The quality of the model in accordance with the above equation can be seen from the illustration in Fig. 5, which reveals a good correlation between the position of the center of gravity determined by the model and a
25 position of the combustion center of gravity calculated using the first law of thermodynamics.

The pressure sensor 3 provided in the combustion chamber 11 is preferably used to record a pressure
30 profile in the combustion chamber 11 during a working cycle and to transmit this pressure profile to the engine control device 6. The current center of gravity position of the combustion can be determined from the pressure profile recorded. The position of the center
35 of gravity changes with respect to the crank angle if the combustion profile changes. An efficiency of the internal combustion engine, which in accordance with Fig. 2 is directly related to the position of the

combustion center of gravity, is determined with the aid of the engine control device 6 using the recorded pressure profile and the metered quantity of fuel for each working cycle. In this case, the combustion center of gravity can be calculated from the indexing of the cylinder pressure in combination with measurement of the piston position in the combustion chamber using the first law of thermodynamics.

10 In accordance with Fig. 2, a maximum efficiency in the internal combustion engine is to be set for a defined position of the center of gravity independently of the load point. In this case, it is necessary to control the combustion in such a manner that the position of the combustion center of gravity is at the piston position at which the maximum efficiency is reached, e.g. in accordance with Fig. 2 at 5°CA after TDC. This may generally be a narrow range, i.e. a crank angle window, which is aimed for by the engine control device 6.

Alternatively, the crank angle position of a maximum combustion chamber pressure can be used for accurate and fast determination of the center of gravity position of the combustion. In this case, in accordance with Fig. 3, there is a direct empirical relationship between the maximum combustion chamber pressure which occurs and the position of the center of gravity during a working cycle. According to the invention, the center of gravity position can preferably be determined from an ignition pressure using an empirical model. The maximum cylinder pressure and the associated crank angle position are recorded for this purpose.

35 Furthermore, according to the invention, the first law of thermodynamics can be used to determine the position of the center of gravity from the heating profile with a constant polytropic exponent, taking into account the

pressure profile and the change in volume, in which case there is no need to record the air mass in the cylinder. In accordance with Fig. 4, this method likewise reveals a good correlation with measurement
5 methods which have previously been disclosed.

The present invention can likewise be used to determine the untreated NOx emissions from the compression ignition internal combustion engine, so that the
10 operating mode or setting of the exhaust gas after treatment device (not shown in Fig. 1) is optimized. In accordance with the invention, the profile of a mean gas temperature in the combustion chamber 11 of the internal combustion engine is determined, so that a
15 gradient of the gas temperature with respect to a change in crank angle $dT/d\phi$ in a defined crank angle window is calculated, as shown in Fig. 6, and the untreated NOx emissions from the internal combustion engine are determined from this information, as shown
20 in Fig. 7.

According to the invention, the gradient of the gas temperature in a defined crank angle range is directly related to the untreated NOx emissions from the
25 internal combustion engine. Therefore, determination of the untreated NOx emissions from the internal combustion engine is carried out accurately and quickly, for example in order to optimize a downstream exhaust gas aftertreatment device. Fig. 8 illustrates
30 the relationship between the maximum mean gas temperature in the combustion chamber and an instantaneous untreated emission of NOx from the internal combustion engine. Accordingly, the formation of the NOx emissions during combustion can be minimized
35 if the combustion is controlled accordingly. In this case, the fuel mass metered to the combustion chamber is controlled until a constant crank angle position of the combustion center of gravity is achieved.

In general, a relative NOx reduction can be achieved by exhaust gas recirculation. Accordingly, the relative NOx reduction is directly related to the oxygen concentration of the cylinder charge. In accordance with Fig. 9, in the current state of the art, different percentage reductions in nitrogen oxides result from the same exhaust gas recirculation rates, depending on the load point of the internal combustion engine. By contrast, according to the invention the oxygen concentration of the cylinder charge is used as a measurement or control variable. Accordingly, a defined oxygen concentration of the combustion air is then established in the combustion chamber 11. In accordance with Fig. 10, this is measured and used as a control and measurement variable.

The untreated NOx emissions from the internal combustion engine which are determined from a maximum value for the mean gas temperature in the combustion chamber in accordance with Fig. 8 are then used for the required NOx reduction aimed for, and in accordance with Fig. 10 an exhaust gas recirculation rate is determined on this basis. Accordingly, the exhaust gas recirculation quantity is controlled in such a manner as to establish a defined oxygen concentration in the intake duct 15 in accordance with Fig. 10. A desired value for the oxygen concentration is preferably stored in the engine control device 6 as a constant value in an engine map. According to the invention, the relationship between an NOx reduction rate and an exhaust gas recirculation rate illustrated in Fig. 10 is used for this purpose. As a result, the exhaust gas recirculation quantity is set in such a manner that there is a defined oxygen concentration in the intake air in the intake duct 15. Therefore, an NOx emission formed in the combustion chamber is reduced, and the exhaust gas aftertreatment provided for this purpose is

optimized, so that, for example, the optimum quantity of NH_3 can be metered in with the aid of the present invention in a downstream SCR catalytic converter.

DaimlerChrysler AG

Patent claims

- 5 1. A method for operating a compression-ignition
internal combustion engine having a cylinder, in
which a combustion chamber is delimited between a
piston and a cylinder head, an engine control
device and a fuel feed device, in which method:
- 10 - a quantity of fuel is metered in as a function
of the operating point during a working cycle,
characterized in that
- 15 - the quantity of fuel which is metered in is
injected into the combustion chamber in such a
manner that
- 20 - a position of the combustion center of gravity
is at a defined crank angle position
independently of the operating point of the
internal combustion engine.
- 25 2. The method as claimed in claim 1, characterized in
that a current position of the combustion center
of gravity is determined as a function of a
recorded pressure profile in the combustion
chamber, the pressure profile in the combustion
chamber preferably being recorded by means of a
sensor.
- 30 3. The method as claimed in claim 1 or 2,
characterized in that the current position of the
combustion center of gravity is determined as a
function of a crank angle position at which a
maximum cylinder pressure is recorded in the
combustion chamber.
- 35 4. The method as claimed in claim 1, characterized in
that the current position of the combustion center
of gravity is determined as a function of a fuel

injection duration, the start of fuel injection, a charge mass in the combustion chamber and the speed of the internal combustion engine.

- 5 5. The method as claimed in one of claims 1 to 4,
characterized in that an exhaust gas recirculation
quantity for setting a defined oxygen
concentration in the combustion chamber is set as
a function of the combustion center of gravity.
- 10
6. The method as claimed in one of claims 1 to 6,
characterized in that the position of the
combustion center of gravity is set by varying the
start of the compression ignition or by varying
the fuel injection.
- 15

P801879/WO/1

DaimlerChrysler AG

Abstract

The invention relates to a method for operating a compression ignition internal combustion engine, in which a metered quantity of fuel is injected into the combustion chamber by means of the engine control device in such a manner that a combustion center of gravity is at a constant and predetermined crank angle position, independently of the load point of the internal combustion engine. In this case, the combustion center of gravity is set by means of varying the fuel injection, with a pressure profile in the combustion chamber being recorded by means of a sensor in order to determine the combustion center of gravity.

1/5

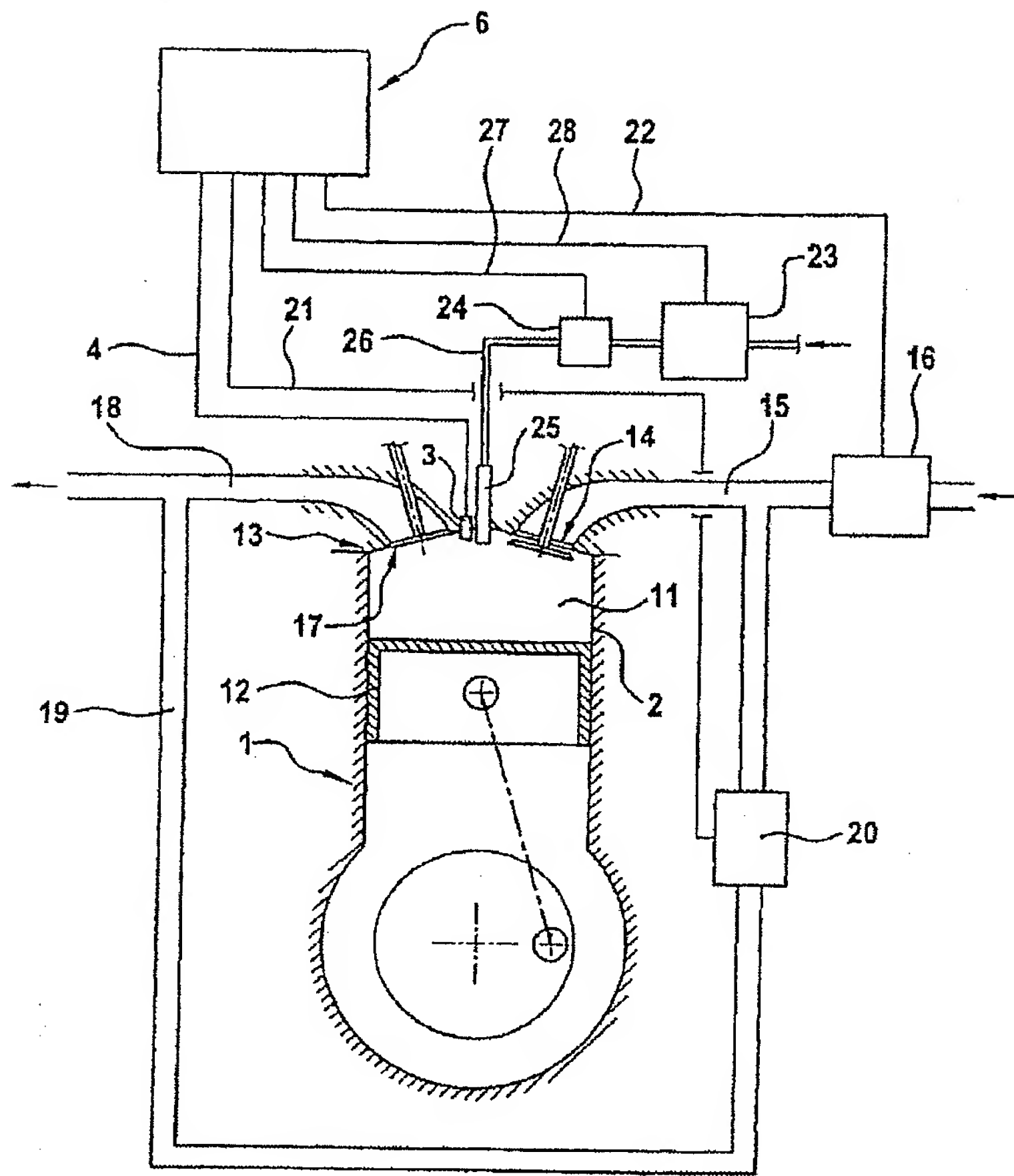


Fig. 1

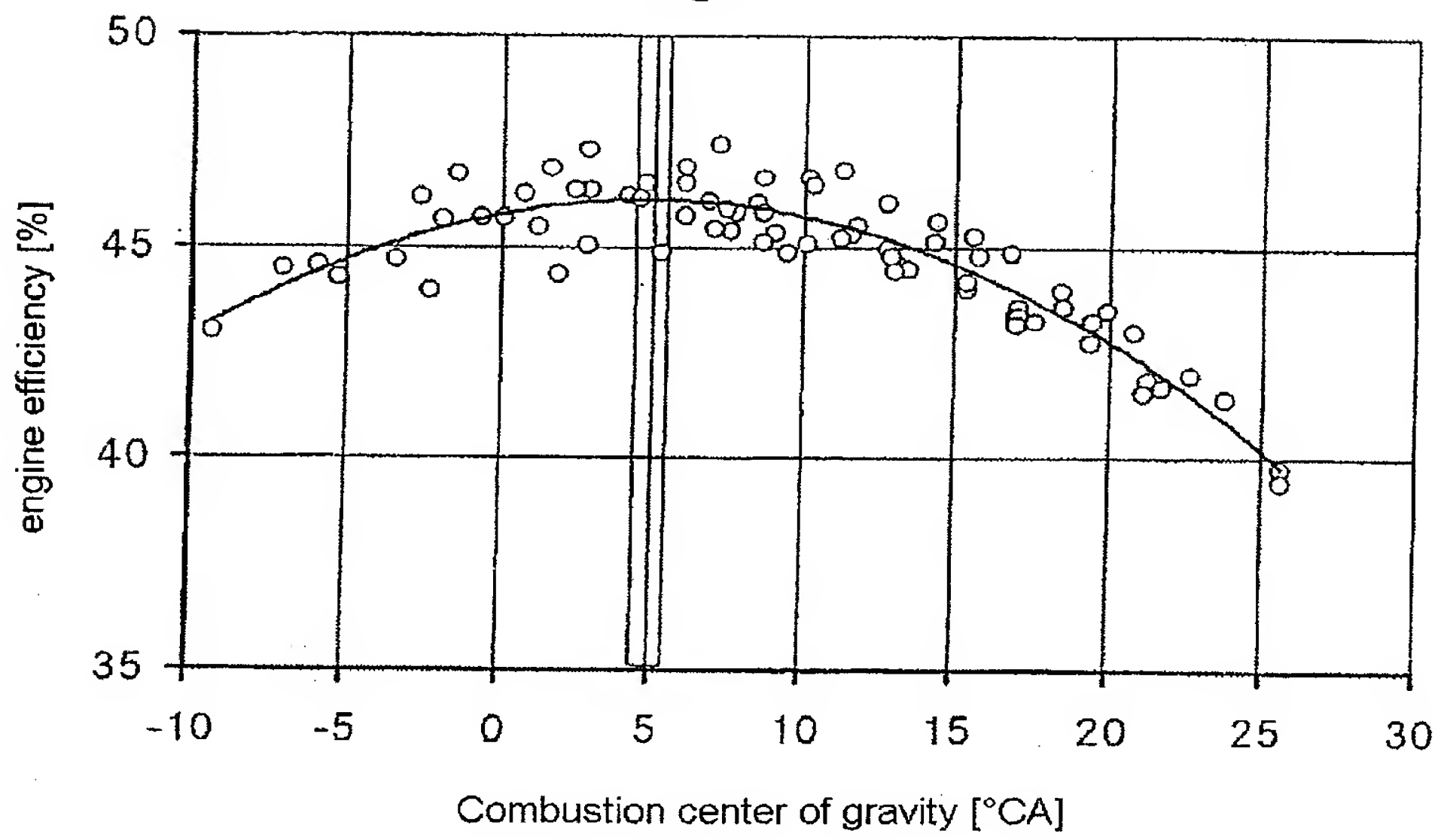


Fig. 2

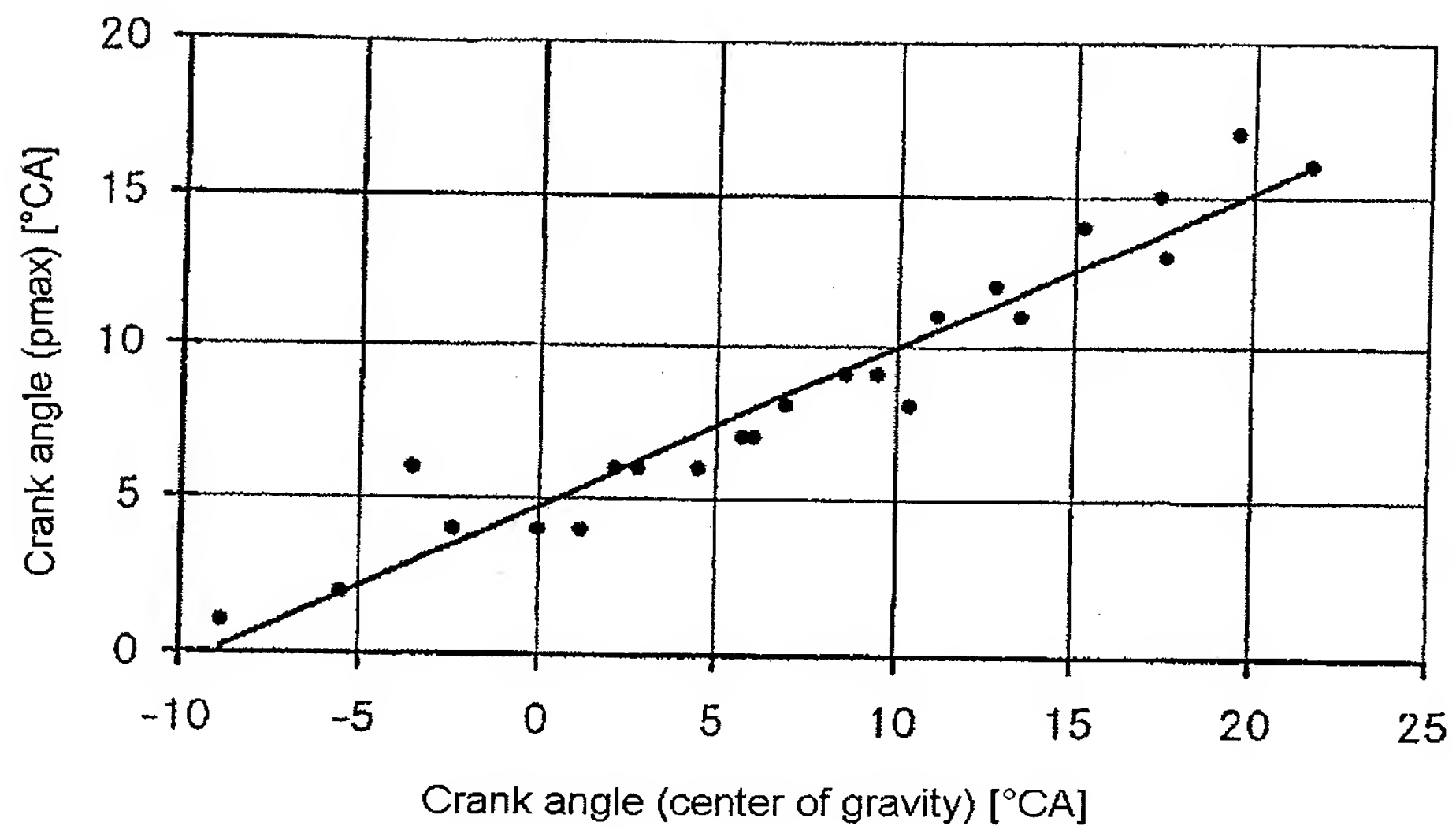


Fig. 3

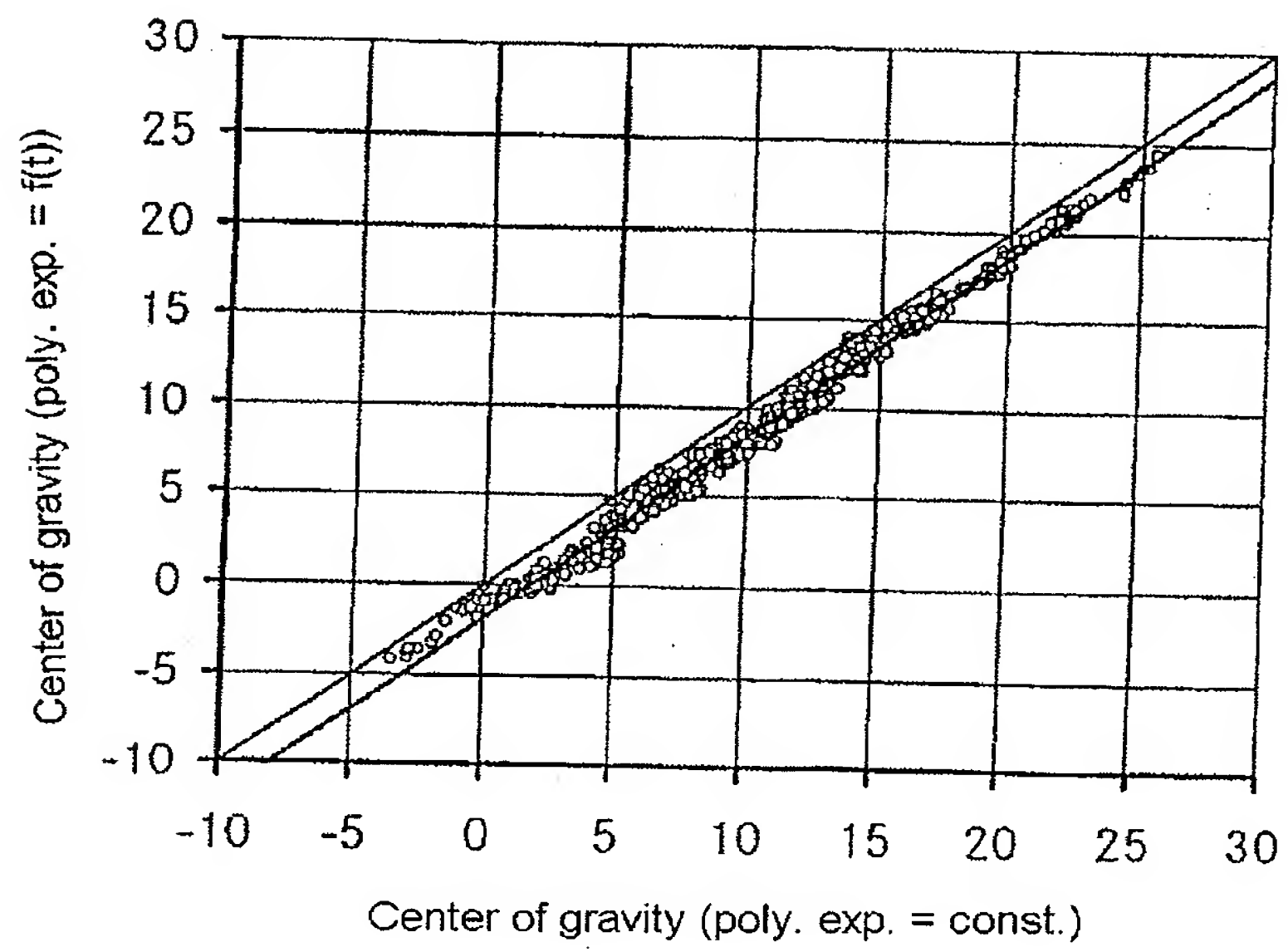


Fig. 4

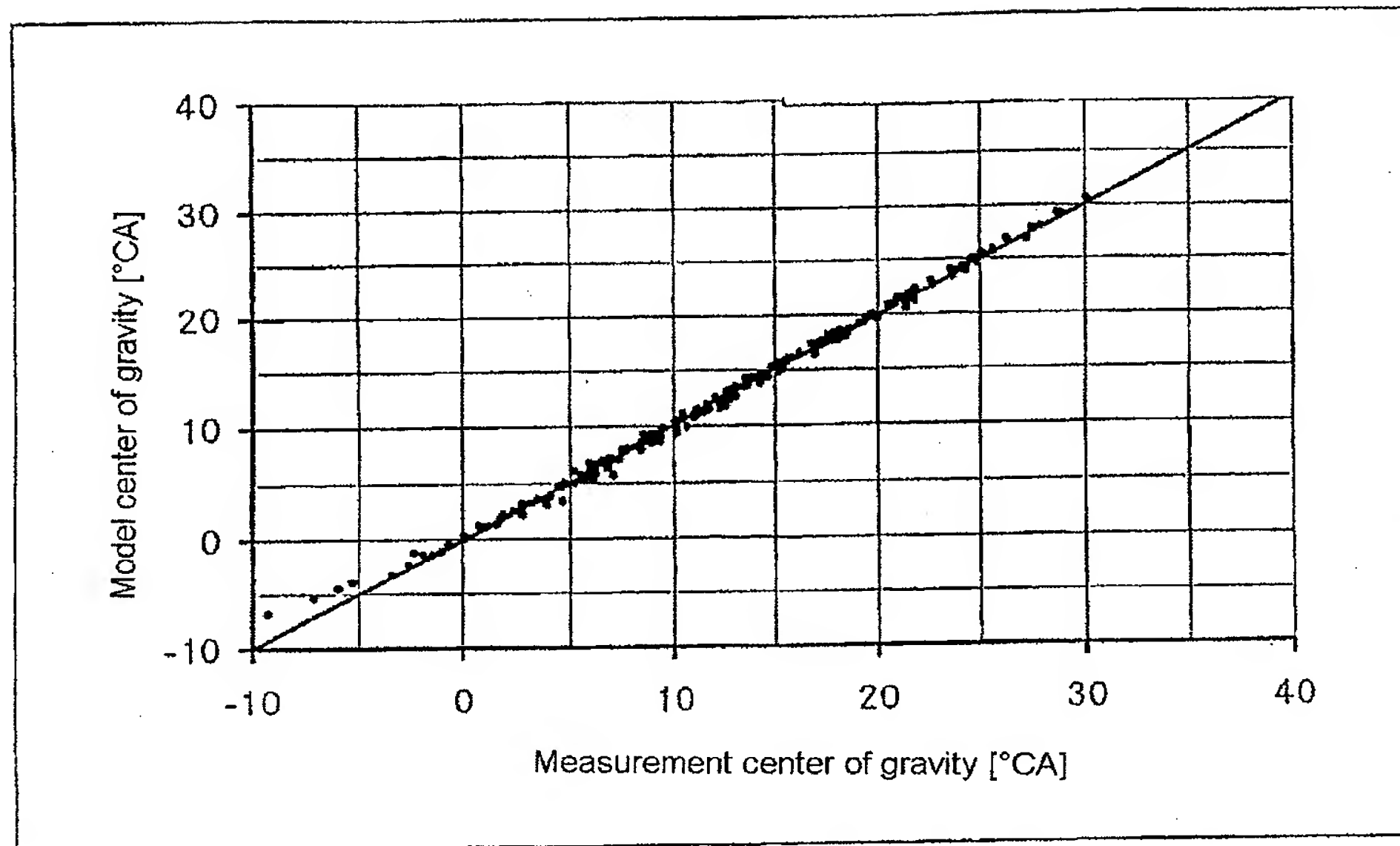


Fig. 5

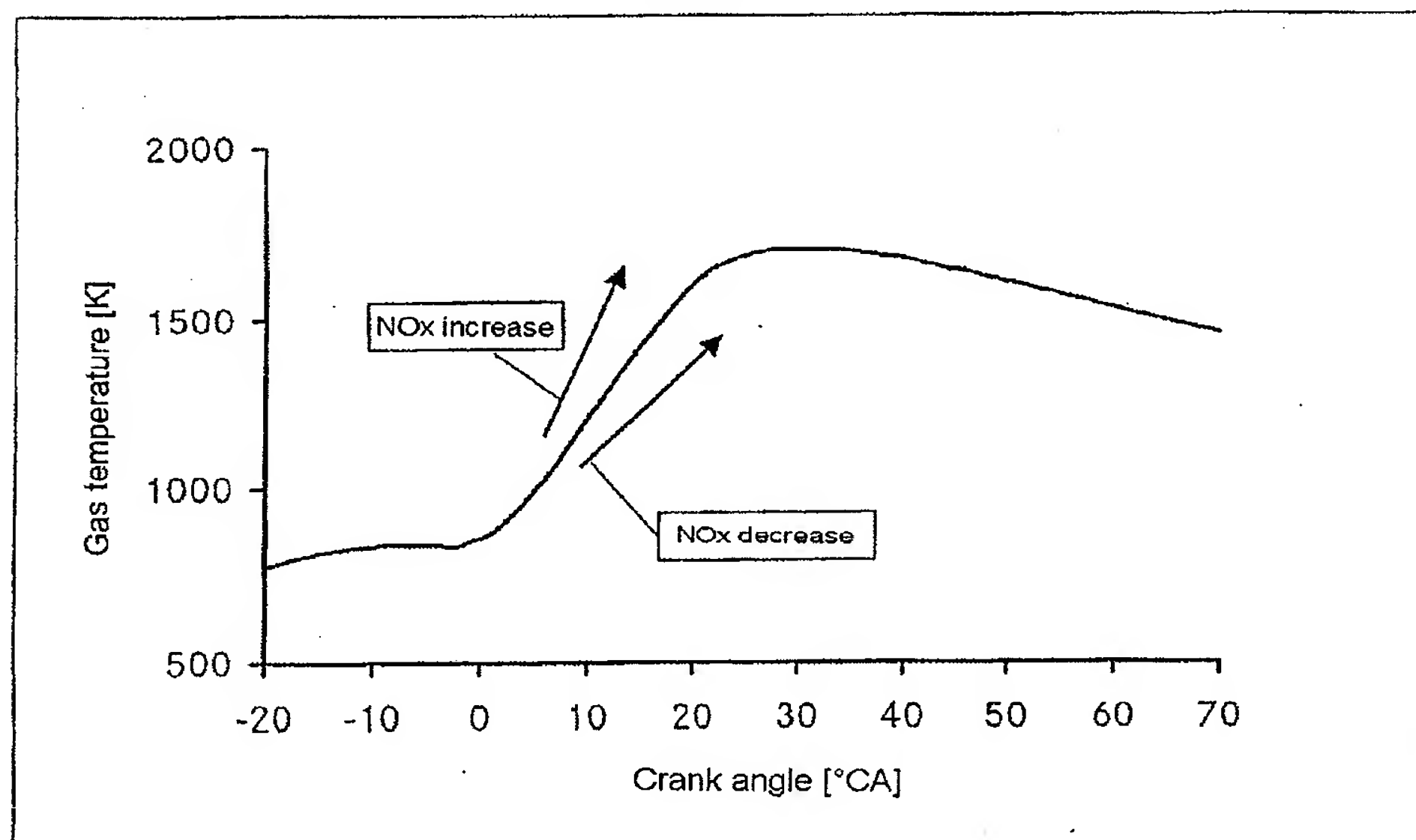


Fig. 6

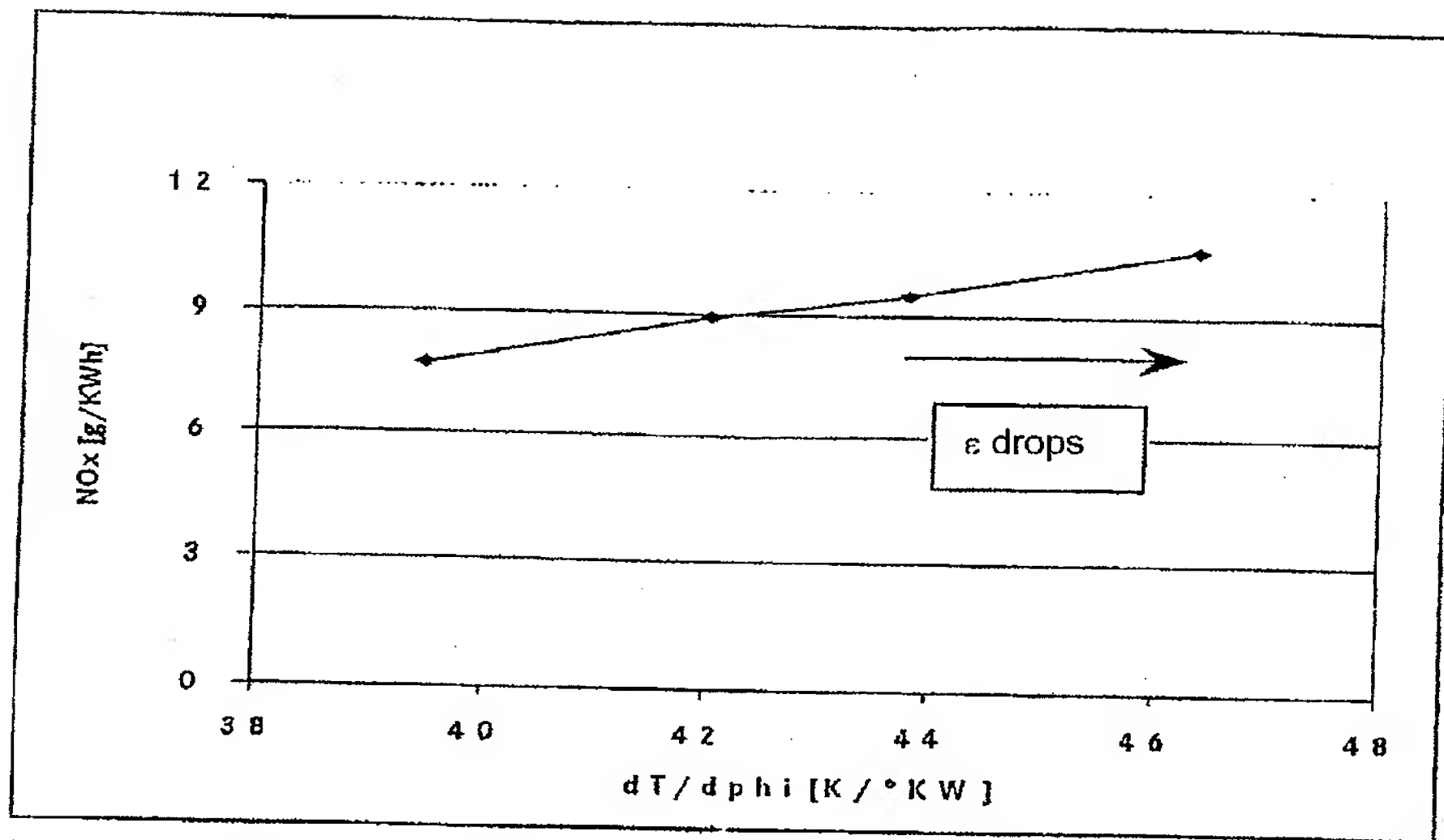


Fig. 7

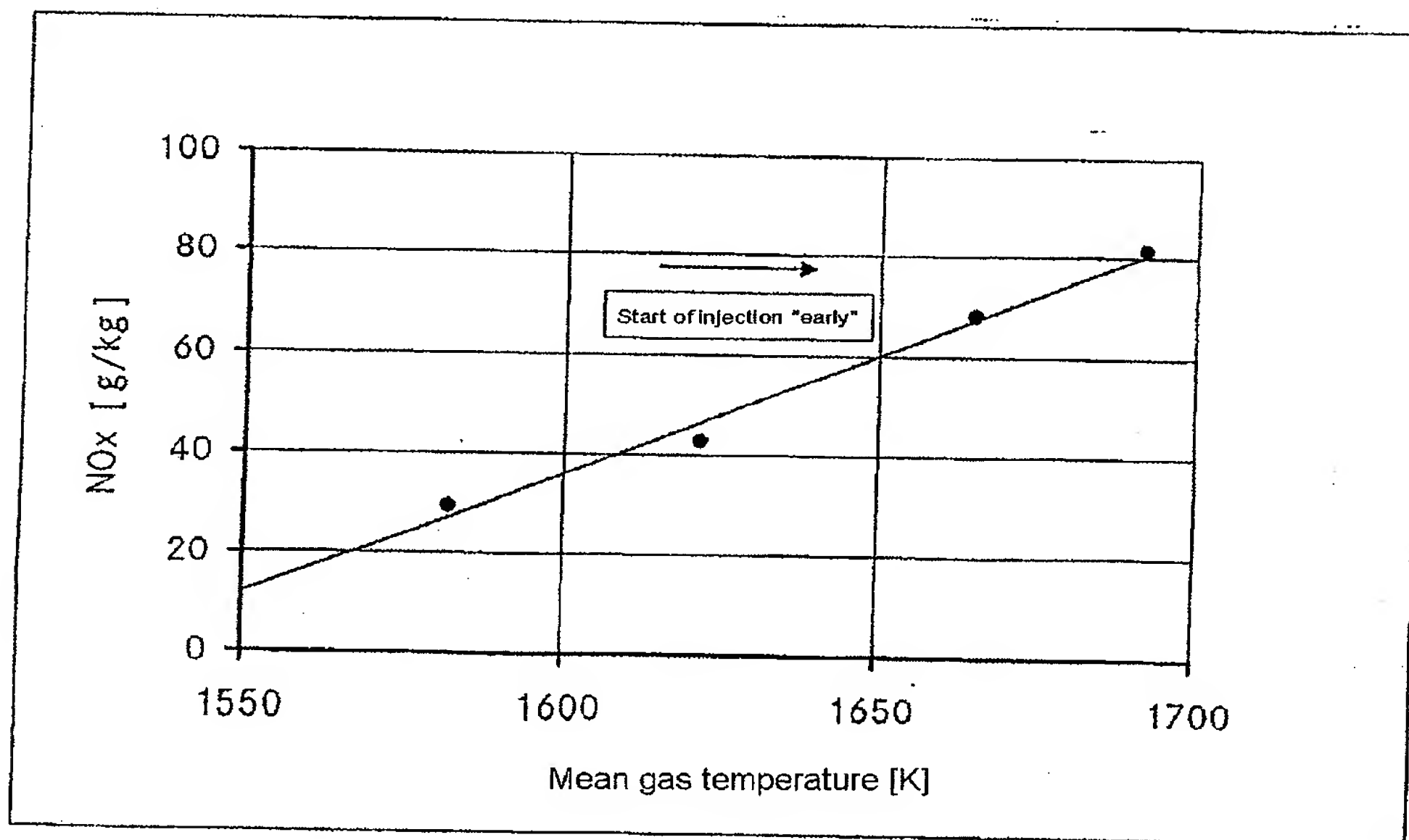


Fig. 8

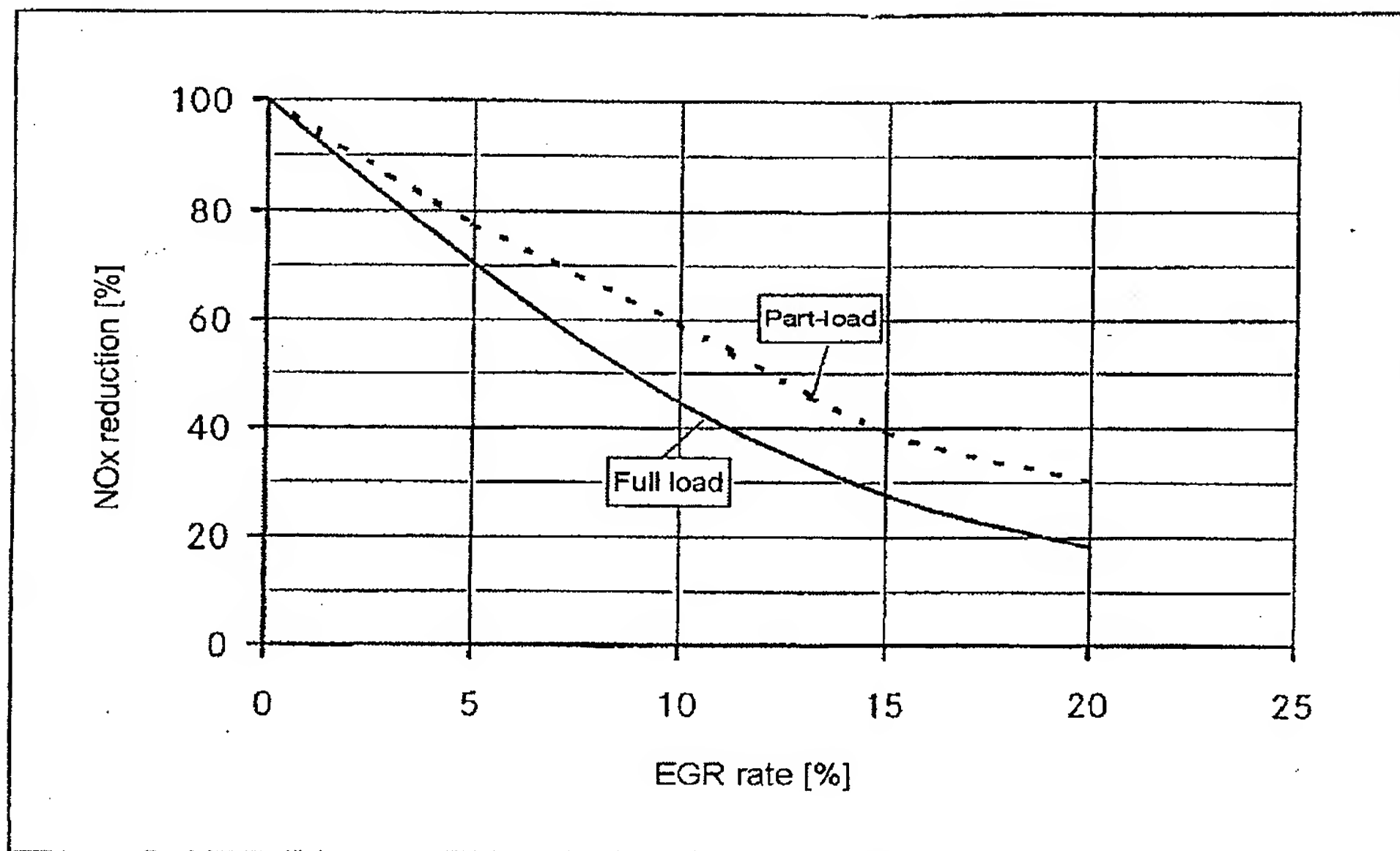


Fig. 9

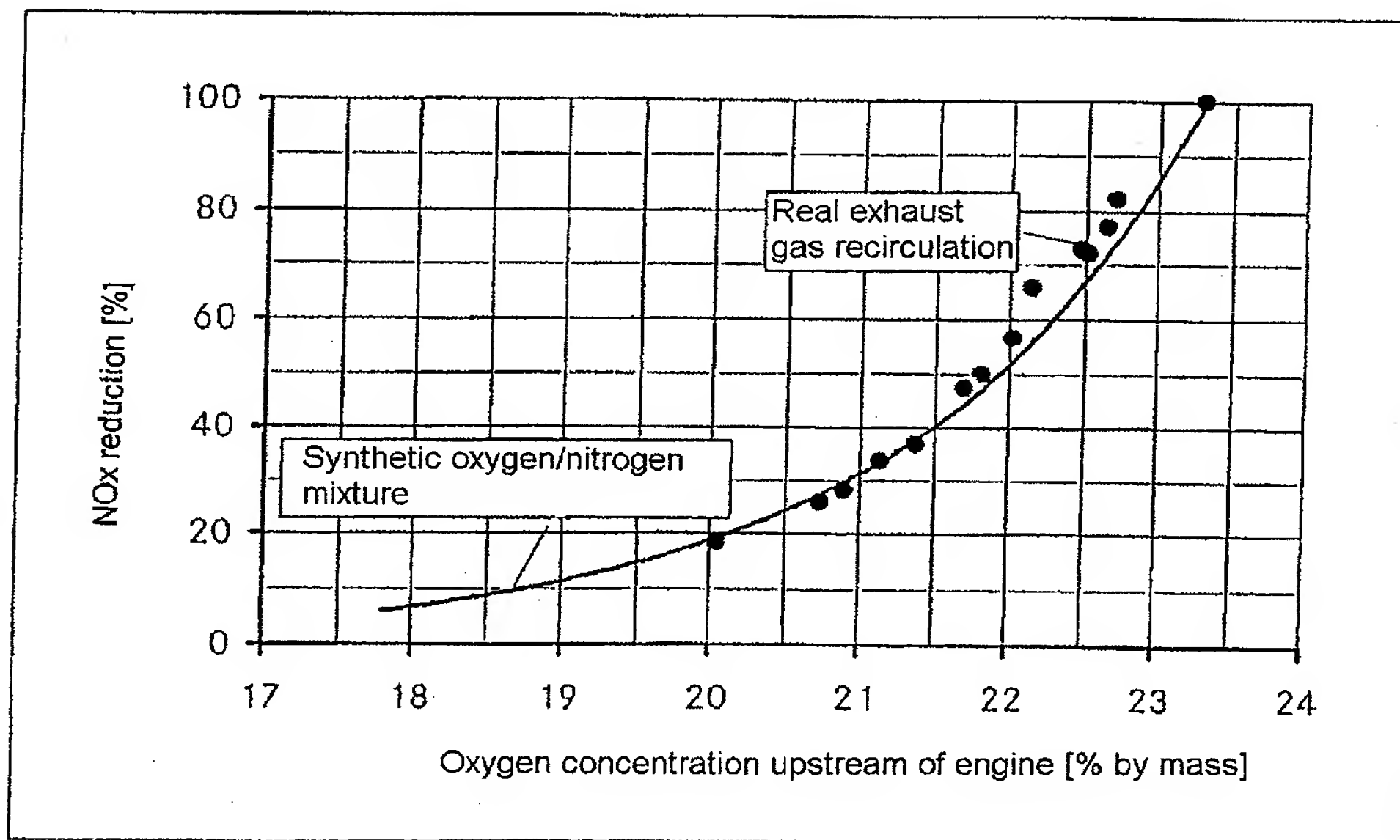


Fig. 10



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) DE 103 16 113 A1 2004.10.28

(12)

Offenlegungsschrift

(21) Aktenzeichen: 103 16 113.9
(22) Anmeldetag: 09.04.2003
(43) Offenlegungstag: 28.10.2004

(51) Int Cl.⁷: F02D 41/00

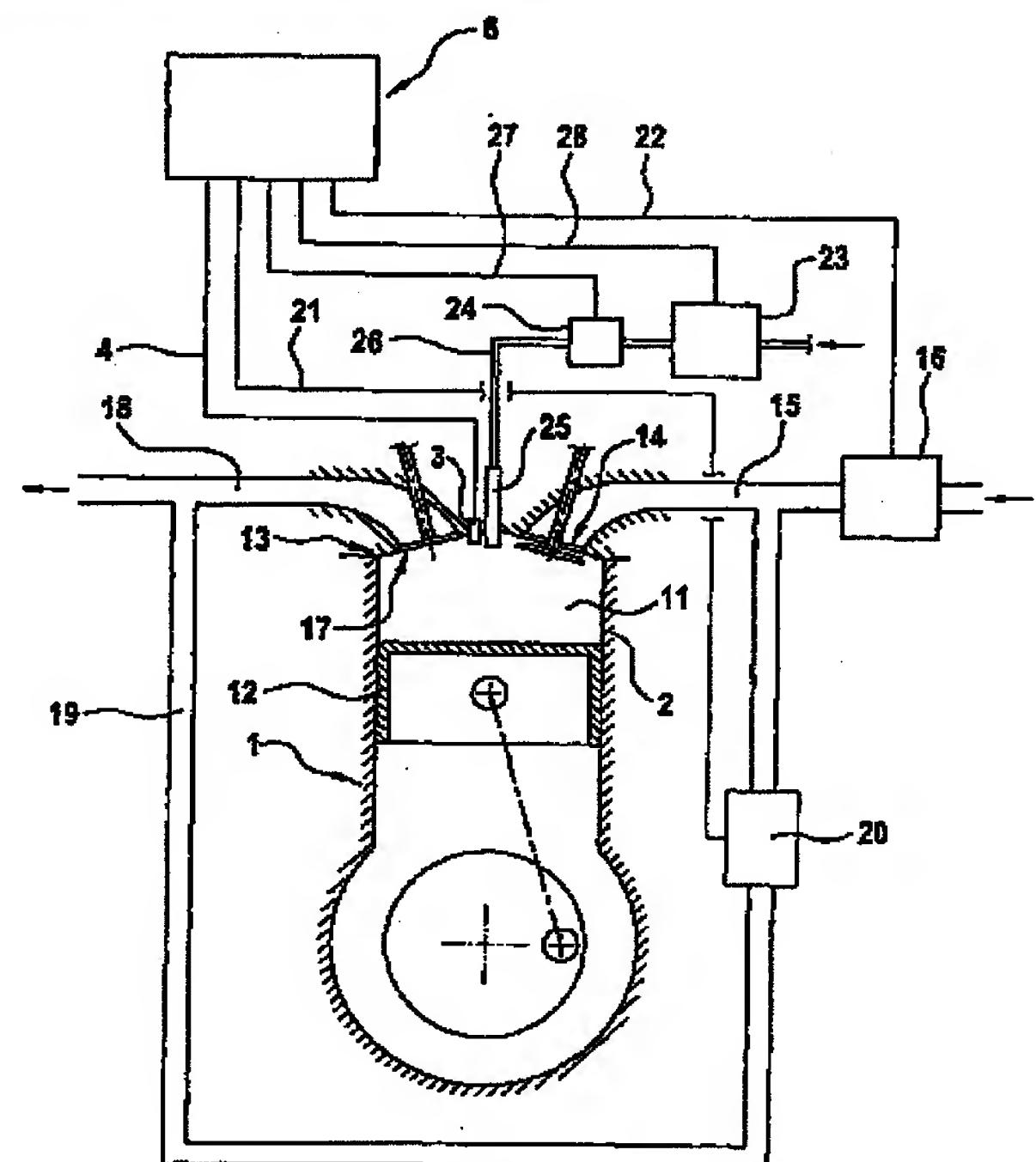
(71) Anmelder:
DaimlerChrysler AG, 70567 Stuttgart, DE

(72) Erfinder:
Gärtner, Uwe, Dr., 73630 Remshalden, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

(54) Bezeichnung: Verfahren zum Betrieb einer Brennkraftmaschine mit Selbstzündung

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betrieb einer selbstzündenden Brennkraftmaschine, bei dem eine zugemessene Kraftstoffmenge mittels der Motorsteuereinrichtung derart in den Brennraum eingespritzt wird, dass ein Schwerpunkt Verbrennung unabhängig vom Lastpunkt der Brennkraftmaschine bei einer konstanten und zuvor bestimmten Kurbelwinkelposition liegt. Hierbei wird der Schwerpunkt der Verbrennung mittels Variation der Kraftstoffeinspritzung eingestellt, wobei zur Ermittlung des Schwerpunkts der Verbrennung ein Druckverlauf im Brennraum mittels eines Sensors erfasst wird.



Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Betrieb einer Brennkraftmaschine mit Selbstzündung nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] Ziel der Entwicklung von neuen Dieselmotoren ist es, den Kraftstoffverbrauch zu reduzieren und Abgasemissionen, insbesondere die Stickoxid-Emissionen sowie die Rußpartikelbildung zu minimieren. Bei den modernen Brennkraftmaschinen mit Selbstzündung dient oft eine Abgasrückführung als Mittel zur Emissionssenkung, wobei eine Abgasrückführrate lastpunktabhängig eingestellt wird.

[0003] Eine weitere Senkung der Stickoxid-Emissionen kann mittels eines SCR-Katalysators erzielt werden, in dem die Zugabe bzw. die Dosierung eines Reduktionsmittels, z.B. Ammoniak, proportional zu der Stickoxidentstehung in der Brennkraftmaschine vorgenommen wird. Die erforderlichen Sicherheitseinrichtungen lassen nur begrenzte Umsätze eines solchen SCR-Katalysators zwischen 60% und 70% zu, da die Stickoxid-Rohemissionen der Brennkraftmaschine nur aus bekannten Kennfeld-Daten ermittelt werden können. Derzeit befinden sich Sensoren zur direkten Messung der Stickoxid- oder Ammoniakkonzentrationen im Abgas noch im Forschungsstadium, da derzeit solche Sensoren noch zu ungenau oder extrem querempfindlich sind.

[0004] Die Kraftstoffwirtschaftlichkeit einer Brennkraftmaschine ergibt sich in der Regel nur indirekt aus den in der Motorsteuerung hinterlegten Motor-kennfeldern für den jeweiligen Einspritzzeitpunkt. Es erfolgt dabei keine Rückmeldung bzw. eine Korrektur über den aktuellen Wirkungsgrad oder den Kraftstoffverbrauch der Brennkraftmaschine.

[0005] Aus der DE 197 34 494 C1 ist ein Verfahren zum Betrieb einer Brennkraftmaschine bekannt, bei dem eine Rückführrate des Abgases auf Basis einer zweifachen Messung der Sauerstoffkonzentration im Abgas bzw. in der Ladeluft errechnet wird. Neben dem hohen messtechnischen Aufwand wird bei dieser Methode lediglich die Rückführrate des Abgases bestimmt.

[0006] Aus der DE 100 43 383 C2 ist ein Verfahren zur Bestimmung des Stickoxidgehalts in Abgasen von Brennkraftmaschinen bekannt, bei dem die der Brennkraftmaschine zugeführte Luftmasse erfasst wird, wobei aus mindestens einem aktuellen Messwert des Motorbetriebs eine Bestimmung des Schwerpunkts der Verbrennung erfolgt. Aus dem Wert für die Lage des Schwerpunkts der Verbrennung sowie den Werten der erfassten Kraftstoffmenge und Luftmasse werden die NOx-Rohemissionen berechnet.

[0007] Der Schwerpunkt der Verbrennung beschreibt auf Basis des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik jenen Zustand im Brennraum, bei dem 50% der eingebrachten Kraftstoffenergie umgewandelt wurde. Die Lage des Schwerpunkts ist die zugehörige Kurbelwinkelposition, d.h. eine Kurbelwinkelposition des Kolbens, bei der 50% der an der Verbrennung teilnehmenden Kraftstoffmenge in Wärme umgesetzt wurde.

[0008] Der erhebliche Aufwand zur gleichzeitigen Bestimmung von Luft, Kraftstoff und Abgasrückführaten ist nachteilig, da für die Berechnung des Schwerpunkts der Verbrennung ein nach dem Kurbelwinkel aufgelöster Brennraumdruckverlauf erforderlich ist, dessen messtechnische Bestimmung aufwendig ist.

[0009] Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, ein Verfahren zur Regelung einer Brennkraftmaschine bereitzustellen, mit dem ein verbrauchsoptimierter Betrieb der Brennkraftmaschine bei einer gleichzeitigen Senkung der NOx-Emissionen gewährleistet ist.

[0010] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch ein Verfahren mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst.

[0011] Das erfindungsgemäße Verfahren zeichnet sich dadurch aus, dass während eines Arbeitsspiels der Brennkraftmaschine eine Kraftstoffmenge betriebspunktabhängig zugemessen wird, wobei die zugemessene Kraftstoffmenge derart in den Brennraum eingespritzt wird, dass eine Lage des Schwerpunkts jeder Verbrennung unabhängig vom Betriebspunkt der Brennkraftmaschine bei einer vorgegebenen Kurbelwinkelposition liegt.

[0012] Gemäß der vorliegenden Erfindung steht der Wirkungsgrad der selbstzündenden Brennkraftmaschine in direktem Zusammenhang mit der Lage des Verbrennungsschwerpunkts. Hierbei werden die Motorparameter derart eingestellt, dass bei der jeweiligen Verbrennung bzw. bei jeder Verbrennung die Lage des Schwerpunkts unabhängig vom gefahrenen Betriebspunkt bei einer bestimmten Kurbelwinkelposition liegt. Diese kann für die jeweilige Brennkraftmaschine vor dem Betrieb der Brennkraftmaschine z.B. am Prüfstand ermittelt werden. Bei dieser für die jeweilige Brennkraftmaschine zuvor bestimmte Lage des Verbrennungsschwerpunkts wird ein maximaler Wirkungsgrad erzielt. Diese zuvor bestimmte Lage des Schwerpunkts soll dann möglichst über die gesamte Lebensdauer der Brennkraftmaschine beibehalten werden.

[0013] Gemäß einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung wird ein aktueller Lage des Schwerpunkts der Verbrennung in Abhängigkeit von einem erfassten

Druckverlauf im Brennraum bestimmt, wobei vorzugsweise der Druckverlauf im Brennraum mittels eines Sensors erfasst wird. Hierdurch wird eine exakte Ermittlung der Lage des Schwerpunktes erzielt. Vorzugsweise wird hierzu der aktuelle Wert der Schwerpunktslage der Verbrennung mit Hilfe eines Rechenmodells ermittelt, wodurch der messtechnische Aufwand weiter reduziert werden kann.

[0014] In einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung wird der aktuelle Schwerpunkt der Verbrennung in Abhängigkeit von einer Kugelwinkelposition bestimmt, bei der ein maximaler Zylinderdruck im Brennraum erfasst wird. Demnach wird die Schwerpunktslage der Verbrennung mit Hilfe eines empirischen Modells durch einen Zeitpunkt bestimmt, bei dem der maximale Druck im Zylinder, z.B. ein Zünddruck vorliegt. Gemäß der vorliegenden Erfindung hängt die Schwerpunktslage von der Kurbelwinkelposition des im Brennraum maximal auftretenden Drucks ab. Hierdurch wird eine Bestimmung des Verbrennungsschwerpunktes wesentlich vereinfacht vorgenommen, da eine Verarbeitung bzw. detaillierte Auflösung des gesamten Zylinderdruckverlaufs im Brennraum nach dem Kurbelwinkel während der Verbrennung entfällt.

[0015] Gemäß einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung wird der aktuelle Schwerpunkt der Verbrennung in Abhängigkeit von einer Kraftstoffeinspritzdauer, einem Kraftstoffeinspritzbeginn, einer Ladungsmasse im Brennraum und einer Drehzahl der Brennkraftmaschine ermittelt. Dabei kann die Ladungsmasse zur Vereinfachung aus den in der Motorsteuereinrichtung abgelegten Kennfeldern entnommen werden. Hierdurch wird die Bestimmung des Verbrennungsschwerpunktes über ein empirisches Modell weiter vereinfacht. Eine schnelle Berechnung bzw. Bestimmung der Lage des Schwerpunktes der Verbrennung kann somit ohne den Einsatz von aufwendigen Sensoren im Brennraum erzielt werden.

[0016] Gemäß einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung wird eine Abgasrückführmenge zur Einstellung einer definierten Sauerstoffkonzentration im Brennraum in Abhängigkeit von der Schwerpunktslage der Verbrennung eingestellt. Hierbei wird aus einer ermittelten NOx-Rohemission der Brennkraftmaschine die notwendige Abgasrückführrate errechnet und die Abgasrückführung solange geregelt, bis sich eine definierte Sauerstoffkonzentration im Brennraum ergibt. Vorzugsweise wird ein Sollwert der Sauerstoffkonzentration als ein konstanter Wert in einem Kennfeld der Brennkraftmaschine in der Motorsteuereinrichtung hinterlegt.

[0017] In einer Ausgestaltung des erfindungsgemäßen Verfahrens wird die Lage des Schwerpunktes der Verbrennung mittels einer Variation des Beginns der

Selbstzündung und/oder mittels Variation der Kraftstoffeinspritzung eingestellt. Dadurch wird eine gezielte und schnelle Regelung der Brennkraftmaschine beim jeweiligen Lastpunkt erzielt, so dass die Brennkraftmaschine mit einem maximalen Wirkungsgrad bei reduzierter NOx-Rohemissionsbildung betrieben.

[0018] Weitere Merkmale und Merkmalskombinationen ergeben sich aus der Beschreibung. Konkrete Ausführungsbeispiele der Erfindung sind anhand der Zeichnungen vereinfacht dargestellt und in der nachfolgenden Zeichnung näher erläutert. Es zeigen:

[0019] Fig. 1 einen Querschnitt durch einen Zylinder einer direkteinspritzenden Brennkraftmaschine mit Selbstzündung,

[0020] Fig. 2 eine schematische Darstellung eines Wirkungsgradverlaufs einer Brennkraftmaschine nach Fig. 1 in Abhängigkeit von der Lage des Schwerpunktes der Verbrennung,

[0021] Fig. 3 ein schematisches Diagramm der Lage des maximalen Zylinderdruckes der Brennkraftmaschine nach Fig. 1 in Abhängigkeit von der Lage des Schwerpunktes der Verbrennung,

[0022] Fig. 4 eine schematische Darstellung eines Vergleiches von zwei Berechnungsmethoden zur Ermittlung der Lage des Schwerpunktes der Verbrennung,

[0023] Fig. 5 eine schematische Darstellung einer Korrelation zwischen einer gemessenen Lage des Schwerpunktes und einer gemäß einem Modell errechneten Lage des Schwerpunktes,

[0024] Fig. 6 eine schematische Darstellung eines Gastemperaturverlaufes im Brennraum einer Brennkraftmaschine gemäß Fig. 1 während der Verbrennung,

[0025] Fig. 7 eine schematische Darstellung eines Zusammenhangs zwischen einem Gradienten der Gastemperatur und einer NOx-Rohemission einer Brennkraftmaschine gemäß Fig. 1,

[0026] Fig. 8 eine schematische Darstellung der Maxima einer mittleren Gastemperatur im Brennraum in Abhängigkeit von einer momentanen NOx-Rohemission einer Brennkraftmaschine gemäß Fig. 1,

[0027] Fig. 9 eine schematische Darstellung des Verlaufs einer NOx-Reduktionsrate in Abhängigkeit von einer Abgasrückführungsrate, und

[0028] Fig. 10 eine schematische Darstellung des Verlaufs einer NOx-Reduktionsrate in Abhängigkeit

von einer Sauerstoffkonzentration der Verbrennungsluft einer Brennkraftmaschine gemäß Fig. 1.

[0029] In Fig. 1 ist ein Zylinderblock 1 einer selbstzündenden Brennkraftmaschine mit Direkteinspritzung im Querschnitt dargestellt. In einem Zylinder 2 ist ein Kolben 12 verschiebbar geführt, mit dessen Oberseite und einem Zylinderkopf 13 ein Brennraum 11 begrenzt ist. Ein Einlassventil 14 und ein Auslassventil 17 sind im Zylinderkopf 13 angeordnet, wobei durch das Einlassventil 14 dem Brennraum 11 die notwendige Verbrennungsluft über ein Saugrohr 15 zugeführt wird. Vorzugsweise wird die jeweilige Luftmasse durch einen Luftmassenmesser 16 erfasst, der über eine Leitung 22 mit einer Motorsteuereinrichtung 6 verbunden ist.

[0030] Durch das Auslassventil 17 gelangen Verbrennungsgase in eine Abgasleitung 18, die zu einer in der Zeichnung nicht dargestellten Abgasnachbehandlungseinrichtung führt. Diese weist insbesondere zur effektiven Senkung der NO_x-Emissionen einen SCR-Katalysator auf. Weiterhin dient eine aus der Abgasleitung 18 abgezweigte Abgasrückführleitung 19 dazu, Verbrennungsgase in das Saugrohr 15 zurückzuführen. In dieser Abgasrückführleitung 19 befindet sich ein Durchflussmesser 20 zur Erfassung des rückgeführten Abgasdurchflusses und zur Einstellung der rückgeführten Abgasmenge. Die erfasste Menge des rückgeführten Abgases wird über eine Leitung 21 an die Motorsteuereinrichtung 6 übertragen.

[0031] Des Weiteren ist im Zylinderkopf 13 ein Drucksensor 3 im Brennraum 11 angeordnet, mit dem ein im Brennraum vorliegender Druck über eine Verbindungsleitung 4 an die Motorsteuereinrichtung 6 übertragen wird. Ein Kraftstoffeinspritzventil 25 ist weiterhin im Zylinderkopf 13 angeordnet, welches über eine Einspritzleitung 26 mit einer Einspritzpumpe 23 verbunden ist. Zwischen der Einspritzpumpe 23 und dem Kraftstoffeinspritzventil 25 ist eine Messvorrichtung 24 zur Kraftstoffmengenerfassung vorgesehen. Diese Kraftstoffmesseinrichtung 24 ist über eine elektrische Leitung 27 mit der Motorsteuereinrichtung 6 verbunden. Die Einspritzpumpe 23 ist ebenfalls mit der Motorsteuereinrichtung durch eine Steuerleitung 28 verbunden.

[0032] Das erfindungsgemäße Verfahren zielt darauf ab, die Brennkraftmaschine verbrauchsoptimiert mit einem hohen Wirkungsgrad und möglichst bei gleichzeitiger Minimierung der NO_x-Emissionen zu betreiben. Erfindungsgemäß wird mittels des Kraftstoffeinspritzventils 25 eine betriebspunktabhängige Kraftstoffmenge in den Brennraum 11 eingebracht. Diese wird derart in den Brennraum 11 eingebracht, dass eine bestimmte Lage des Schwerpunkts bei jeder Verbrennung, d.h. unabhängig vom Betriebspunkt, bei einer konstanten und zuvor bestimmten Kurbel-

winkelposition liegt. Bei dieser zuvor bestimmten und in Motorsteuereinrichtung 6 abgelegten Schwerpunktslage der Verbrennung (Soll-Schwerpunkt) liegt gemäß Fig. 2 ein verbrauchsoptimierter Betrieb der Brennkraftmaschine vor. Um den verbrauchsoptimierten Betrieb zu gewährleisten, wird eine aktuelle Schwerpunktslage der Verbrennung bestimmt und mit dem Soll-Schwerpunkt verglichen. Liegt eine Abweichung vor, dann werden notwendige Betriebsparameter solange verändert, bis die Lage der Verbrennung möglichst dem Soll-Schwerpunkt entspricht.

[0033] Da gemäß der vorliegenden Erfindung der Wirkungsgrad der selbstzündenden Brennkraftmaschine in direktem Zusammenhang mit der Lage des Verbrennungsschwerpunkts steht, werden die Motorparameter, insbesondere die Kraftstoffeinspritzparameter wie Einspritzzeitpunkt, Einspritzdauer sowie Einspritztaktung derart eingestellt, dass bei der jeweiligen Verbrennung bzw. bei jeder Verbrennung die optimale Lage des Schwerpunkts vorliegt. Die optimale Lage der Verbrennung bzw. der Soll-Schwerpunkt der Verbrennung kann für die jeweilige Brennkraftmaschine z.B. am Prüfstand ermittelt werden. Dieser Soll-Wert wird dann für die jeweilige Brennkraftmaschine in der Motorsteuereinrichtung 6 abgelegt.

[0034] Die Einstellung der Schwerpunktslage bzw. die Anpassung des aktuellen Werts an den Soll-Wert kann mittels einer Variation des Beginns der Selbstzündung und/oder mittels der Variation der Kraftstoffeinspritzung erzielt werden. Dadurch wird eine gezielte und schnelle Regelung der Brennkraftmaschine beim jeweiligen Lastpunkt durchgeführt, so dass die Brennkraftmaschine mit einem hohen Wirkungsgrad betrieben wird. Wird beispielsweise die lastabhängige Kraftstoffmenge in Form einer Vor-, Haupt- und gegebenenfalls einer Nacheinspritzung in den Brennraum 11 eingebracht, dann können sowohl die Einspritzzeitpunkte als auch die Kraftstoffmengenverhältnisse der jeweiligen Teilmengen variiert werden, um die Anpassung der aktuellen Schwerpunktslage der Verbrennung an den Soll-Wert zu erzielen. Weiterhin können die Kraftstoffeinspritzdrücke der Vor-, Haupt- und gegebenenfalls der Nacheinspritzung variiert werden.

[0035] Für die Bestimmung der Lage des Schwerpunkts sind unterschiedliche Methoden bekannt. Die klassische Berechnungsmethode basiert auf der Analyse des Zylinderdruckverlaufs der jeweiligen Verbrennung. Als Grundlage dient hierfür der erste Hauptsatz der Thermodynamik. Bei dieser Methode sind der Druckverlauf im Brennraum, die Volumenänderung, ein Modell für die Wandwärmeverluste und die Ladungsmasse zur Bestimmung der aktuellen Schwerpunktslage erforderlich.

[0036] Alternativ kann die Lage des Schwerpunkts

aus dem Heizverlauf der Verbrennung ermittelt werden. Demnach ist eine temperaturabhängige Berechnung der inneren Energie bzw. des Polytropenexponenten erforderlich. Dabei dient ebenfalls der erste Hauptsatz der Thermodynamik als Grundlage, wobei der Druckverlauf im Brennraum, die Volumenänderung und Ladungsmasse der jeweiligen Verbrennung bekannt sein müssen. Diese Methode kann als eine Online-Berechnung am Prüfstand oder am Motor in der Motorsteuereinrichtung durchgeführt werden. Diese Methode weist nur geringfügige Abweichungen von der ersten Berechnungsmethode auf.

[0037] Eine weitere Methode zur Bestimmung der Lage des Schwerpunkts kann erfindungsgemäß mit Hilfe eines empirischen Modells aus Einspritzdaten, wie Einspritzbeginn, Einspritzdauer, sowie Drehzahl der Brennkraftmaschine bei bekannter Ladungsmasse erfolgen, wobei die Ladungsmasse vorzugsweise in einem in der Motorsteuereinrichtung 6 abgelegten Kennfeld gespeichert ist. Die Schwerpunktslage in Kurbelwinkelgraden wird erfindungsgemäß primär durch die Daten des Einspritzbeginns, der eingespritzten Kraftstoffmenge bzw. Einspritzdauer sowie der Motordrehzahl bestimmt. Späte Einspritzbeginne, höhere Einspritzmengen und Drehzahlen bewirken eine Verschiebung der Schwerpunkt-Position weg von einem oberen Totpunkt OT in die Expansionsphase. Hinzu kommt ein schwach ausgeprägter Einfluss der Luftmasse im Zylinder 2.

[0038] Eine Berechnungsgleichung für die Lage des Schwerpunktes in Grad Kurbelwinkel lautet wie folgt:

$$SP = a_0 + a_1 \cdot SB + a_2 \cdot SD + a_3 \cdot t + a_4 \cdot m_{Zyl}$$

[0039] Dabei steht SP für die Lage des Schwerpunkts der Verbrennung, SB für den Einspritzbeginn, SD für die Einspritzdauer, t für die Zeitdauer je Arbeitsspiel, m_{Zyl} für die Ladungsmasse. Die Koeffizienten a_0 bis a_4 sind Modellkoeffizienten für die jeweilige Brennkraftmaschine. Die Qualität des Modells nach der o.g. Gleichung ist gemäß der Darstellung in Fig. 5 zu sehen, wo eine gute Korrelation zwischen der durch das Modell ermittelten Lage des Schwerpunktes und einer über den ersten Hauptsatz der Thermodynamik errechneten Lage des Schwerpunktes der Verbrennung zu sehen ist.

[0040] Mit Hilfe des im Brennraum 11 vorgesehenen Drucksensors 3 wird vorzugsweise ein Druckverlauf im Brennraum 11 während eines Arbeitsspiels erfasst und an die Motorsteuereinrichtung 6 weitergeleitet. Aus dem erfassten Druckverlauf kann die aktuelle Schwerpunktslage der Verbrennung bestimmt werden. Die Lage des Schwerpunkts ändert sich bezüglich des Kurbelwinkels bei Änderung des Verbrennungsverlaufes. Mit Hilfe des erfassten Druckverlaufes und der zugemessenen Kraftstoffmenge pro Arbeitsspiel wird ein Wirkungsgrad der Brennkraftma-

schine mit Hilfe der Motorsteuereinrichtung 6 bestimmt, der in einem direkten Zusammenhang gemäß Fig. 2 mit der Lage des Schwerpunkts der Verbrennung steht. Hierbei kann der Schwerpunkt der Verbrennung aus der Indizierung des Zylinderdruckes in Kombination mit einer Messung der Kolbenposition im Brennraum über den ersten Hauptsatz der Thermodynamik berechnet werden.

[0041] Gemäß Fig. 2 soll bei der Brennkraftmaschine unabhängig vom Lastpunkt ein maximaler Wirkungsgrad bei einer bestimmten Lage des Schwerpunktes eingestellt werden. Hierbei ist es notwendig die Verbrennung derart zu regeln, dass die Lage des Schwerpunkts der Verbrennung bei der Kolbenposition liegt, bei der der maximale Wirkungsgrad erreicht wird, z.B. gemäß Fig. 2 bei 5°KW nach OT. Dies kann durchaus ein kleiner Bereich, d.h. ein Kurbelwinkel-fenster sein, der durch die Motorsteuereinrichtung 6 angestrebt wird.

[0042] Alternativ kann die Kurbelwinkelposition eines maximalen Brennraumdruckes dazu dienen, die Schwerpunktslage der Verbrennung präzise und schnell zu bestimmen. Hierbei liegt gemäß Fig. 3 ein direkter empirischer Zusammenhang zwischen dem maximal auftretenden Brennraumdruck und der Lage des Schwerpunktes während eines Arbeitsspiels vor. Dabei kann die Schwerpunktslage vorzugsweise gemäß der Erfindung über ein empirisches Modell aus einem Zünddruck ermittelt werden. Hierfür werden der maximale Zylinderdruck und die dazugehörige Kurbelwinkelposition erfasst.

[0043] Weiterhin kann erfindungsgemäß mit Hilfe des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik aus dem Heizverlauf mit konstantem Polytropenexponent unter Einbeziehung des Druckverlaufs sowie der Volumenänderung die Lage des Schwerpunkts ermittelt werden, wobei hier die Erfassung der Luftmasse im Zylinder nicht benötigt wird. Gemäß Fig. 4 zeigt diese Methode ebenfalls eine gute Korrelation mit bisher bekannten Messmethoden.

[0044] Mit Hilfe der vorliegenden Erfindung kann ebenfalls die NOx-Rohemission der selbstzündenden Brennkraftmaschine bestimmt werden, so dass die Betriebsweise bzw. Einstellung der in Fig. 1 nicht dargestellten Abgasnachbehandlungseinrichtung optimiert wird. Erfindungsgemäß wird der Verlauf einer mittleren Gastemperatur im Brennraum 11 der Brennkraftmaschine ermittelt, so dass ein Gradient der Gastemperatur zu einer Kurbelwinkeländerung $dT/d\phi$ in einem definierten Kurbelwinkelbereich gemäß Fig. 6 berechnet wird und daraus gemäß Fig. 7 eine NOx-Rohemission der Brennkraftmaschine ermittelt wird.

[0045] Der Gradient der Gastemperatur in einem definierten Kurbelwinkelbereich steht erfindungsge-

mäß in einem direkten Zusammenhang mit der NOx-Rohemission der Brennkraftmaschine. Somit wird eine Bestimmung der NOx-Rohemission der Brennkraftmaschine beispielsweise zur Optimierung einer nachgeschalteten Abgasnachbehandlungseinrichtung präzise vorgenommen und auf einem schnellen Wege durchgeführt. In Fig. 8 ist der Zusammenhang zwischen der maximalen mittleren Gastemperatur im Brennraum und einer momentanen NOx-Rohemission der Brennkraftmaschine dargestellt. Bei entsprechender Regelung der Verbrennung kann demgemäß die Bildung der NOx-Emissionen während der Verbrennung minimiert werden. Dabei wird die dem Brennraum zugemessene Kraftstoffmasse solange geregelt, bis sich eine konstante Kurbelwinkelposition des Verbrennungsschwerpunktes ergibt.

[0046] In der Regel kann eine relative NOx-Reduktion durch eine Abgasrückführung bewerkstelligt werden. Demnach steht die relative NOx-Reduktion in direktem Zusammenhang mit der Sauerstoff-Konzentration der Zylinderladung. Je nach Lastpunkt der Brennkraftmaschine ergeben sich gemäß Fig. 9 beim heutigen Stand der Technik aus den gleichen Abgasrückführaten unterschiedliche prozentuale Stickoxid-Absenkungen. Im Gegensatz hierzu wird erfindungsgemäß die Sauerstoffkonzentration der Zylinderladung als eine Mess- bzw. Regelgröße verwendet. Demnach wird dann eine definierte Sauerstoff-Konzentration der Verbrennungsluft im Brennraum 11 eingestellt. Diese wird gemäß Fig. 10 gemessen bzw. als eine Stell- und Messgröße benutzt.

[0047] Die ermittelte NOx-Rohemission der Brennkraftmaschine aus einem Maximalwert der mittleren Gastemperatur im Brennraum gemäß Fig. 8 wird dann für eine angestrebte notwendige NOx-Reduktion herangezogen und daraus gemäß Fig. 10 eine Abgasrückführrate bestimmt. Die Abgasrückführmenge wird demnach derart geregelt, dass sich eine definierte Sauerstoffkonzentration im Einlasskanal 15 gemäß Fig. 10 einstellt. Dabei wird ein Sollwert einer Sauerstoffkonzentration vorzugsweise in der Motorsteuereinrichtung 6 als ein Konstantwert in einem Kennfeld hinterlegt. Erfindungsgemäß dient hierzu der in Fig. 10 dargestellte Zusammenhang zwischen einer NOx-Reduktionsrate und einer Abgasrückführrate. Hierdurch wird die Abgasrückführmenge derart eingestellt, dass eine definierte Sauerstoffkonzentration in der angesaugten Luft im Ansaugkanal 15 vorliegt. Somit wird eine im Brennraum gebildete NOx-Emission reduziert und die dafür vorgesehene Abgasnachbehandlung optimiert, so dass in einem nachgeschalteten SCR-Katalysator z.B. die Zudosierung einer NH₃ Menge mit Hilfe der vorliegenden Erfindung optimal vorgenommen werden kann.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Betrieb einer selbstzündenden Brennkraftmaschine mit einem Zylinder, in dem ein Brennraum zwischen einem Kolben und einem Zylinderkopf begrenzt ist, einer Motorsteuereinrichtung und einer Kraftstoffzufuhreinrichtung, bei dem – während eines Arbeitsspiels eine Kraftstoffmenge betriebspunktabhängig zugemessen wird, **dadurch gekennzeichnet**, dass
 - die zugemessene Kraftstoffmenge derart in den Brennraum eingespritzt wird, dass
 - eine Lage des Schwerpunkts der Verbrennung unabhängig vom Betriebspunkt der Brennkraftmaschine bei einer bestimmten Kurbelwinkelposition liegt.
2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass eine aktuelle Lage des Schwerpunkts der Verbrennung in Abhängigkeit von einem erfassten Druckverlauf im Brennraum bestimmt wird, wobei vorzugsweise der Druckverlauf im Brennraum mittels eines Sensors erfasst wird.
3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die aktuelle Lage des Schwerpunkts der Verbrennung in Abhängigkeit von einer Kurbelwinkelposition bestimmt wird, bei der ein maximaler Zylinderdruck im Brennraum erfasst wird.
4. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die aktuelle Lage des Schwerpunkts der Verbrennung in Abhängigkeit von einer Kraftstoffeinspritzdauer, einem Kraftstoffeinspritzbeginn, einer Ladungsmasse im Brennraum und einer Drehzahl der Brennkraftmaschine ermittelt wird.
5. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass eine Abgasrückführmenge zur Einstellung einer definierten Sauerstoffkonzentration im Brennraum in Abhängigkeit vom Schwerpunkt der Verbrennung eingestellt wird.
6. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass die Lage des Schwerpunkts der Verbrennung mittels Variation des Beginns der Selbstzündung oder mittels Variation der Kraftstoffeinspritzung eingestellt wird.

Es folgen 5 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

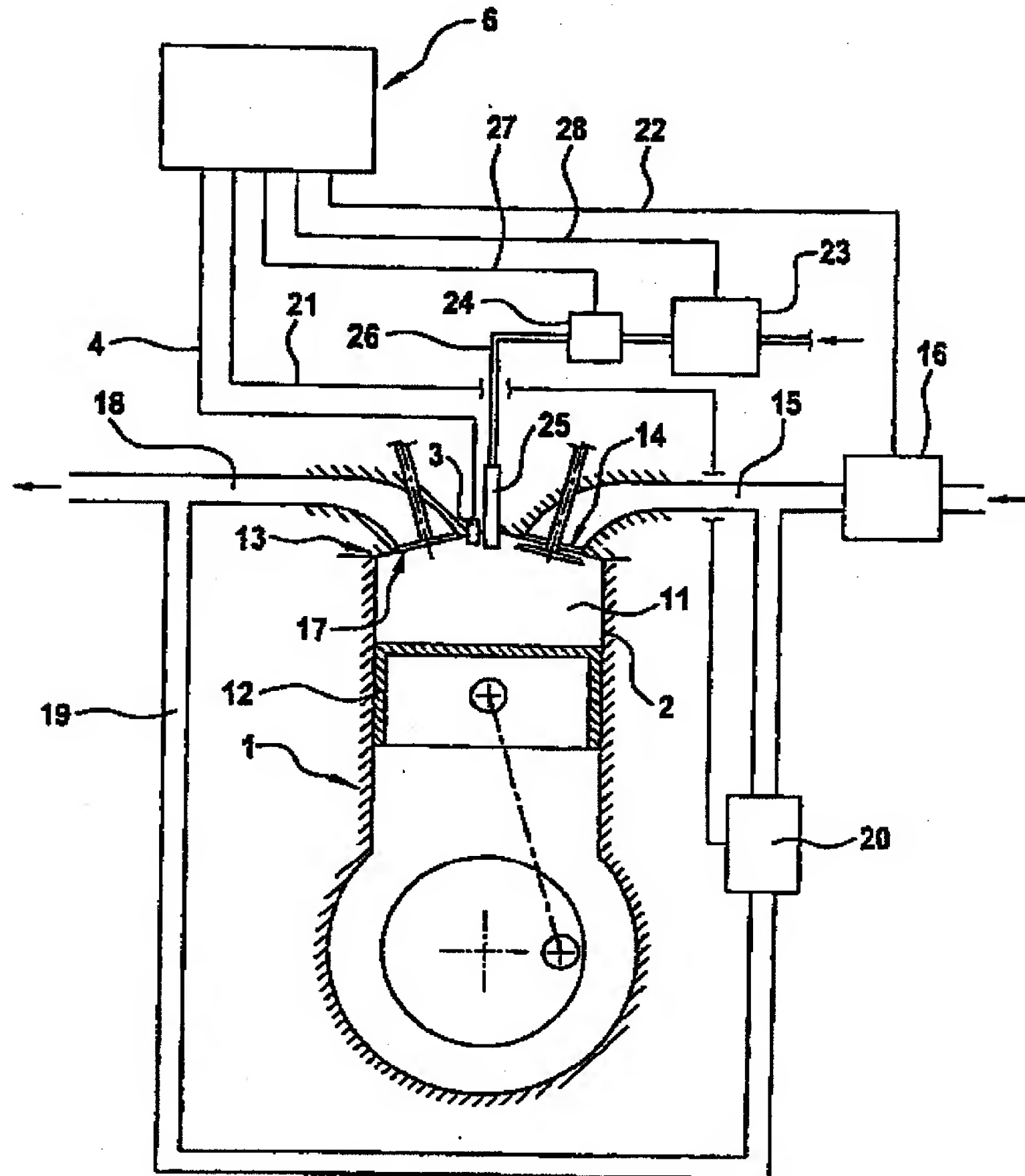


Fig. 1

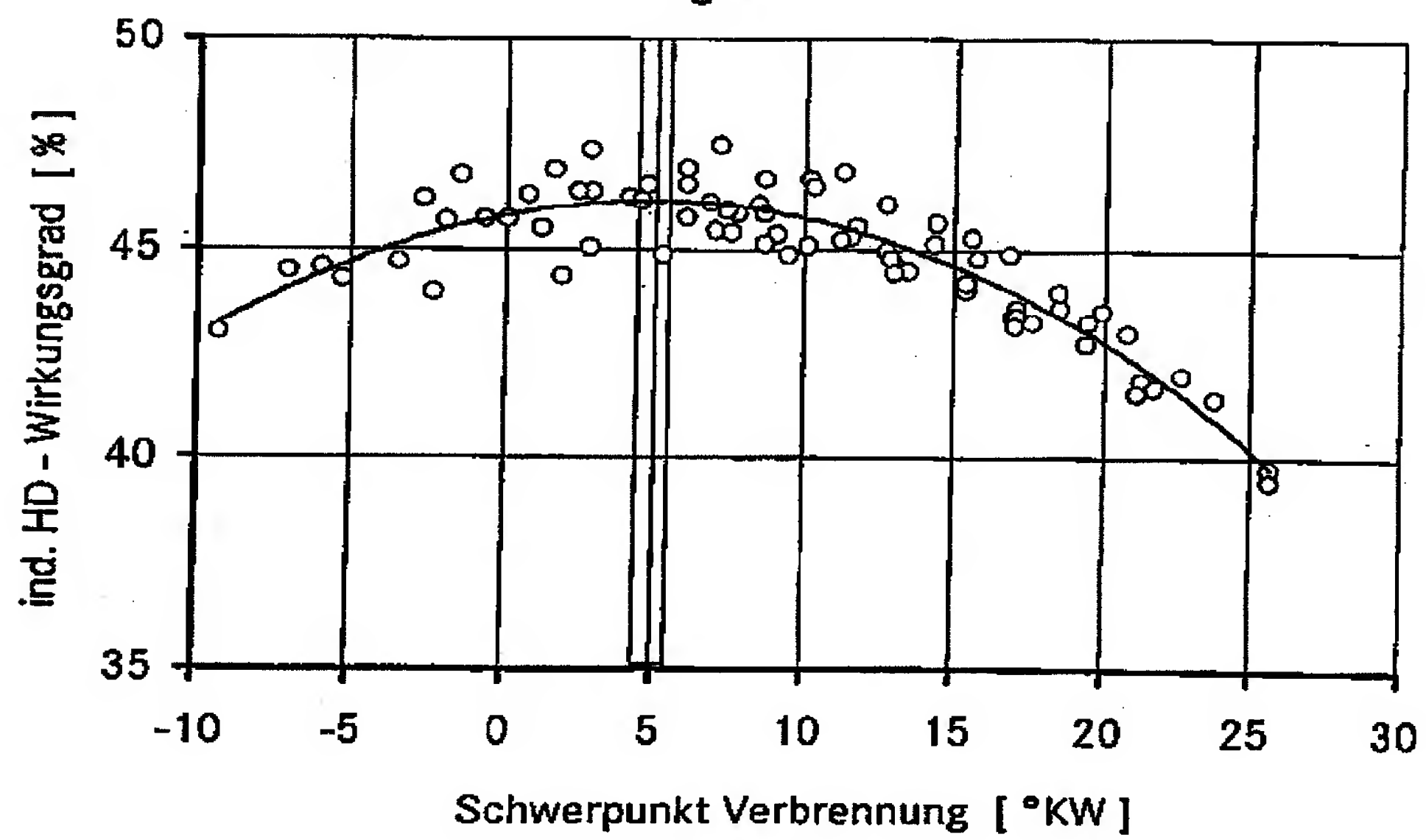


Fig. 2

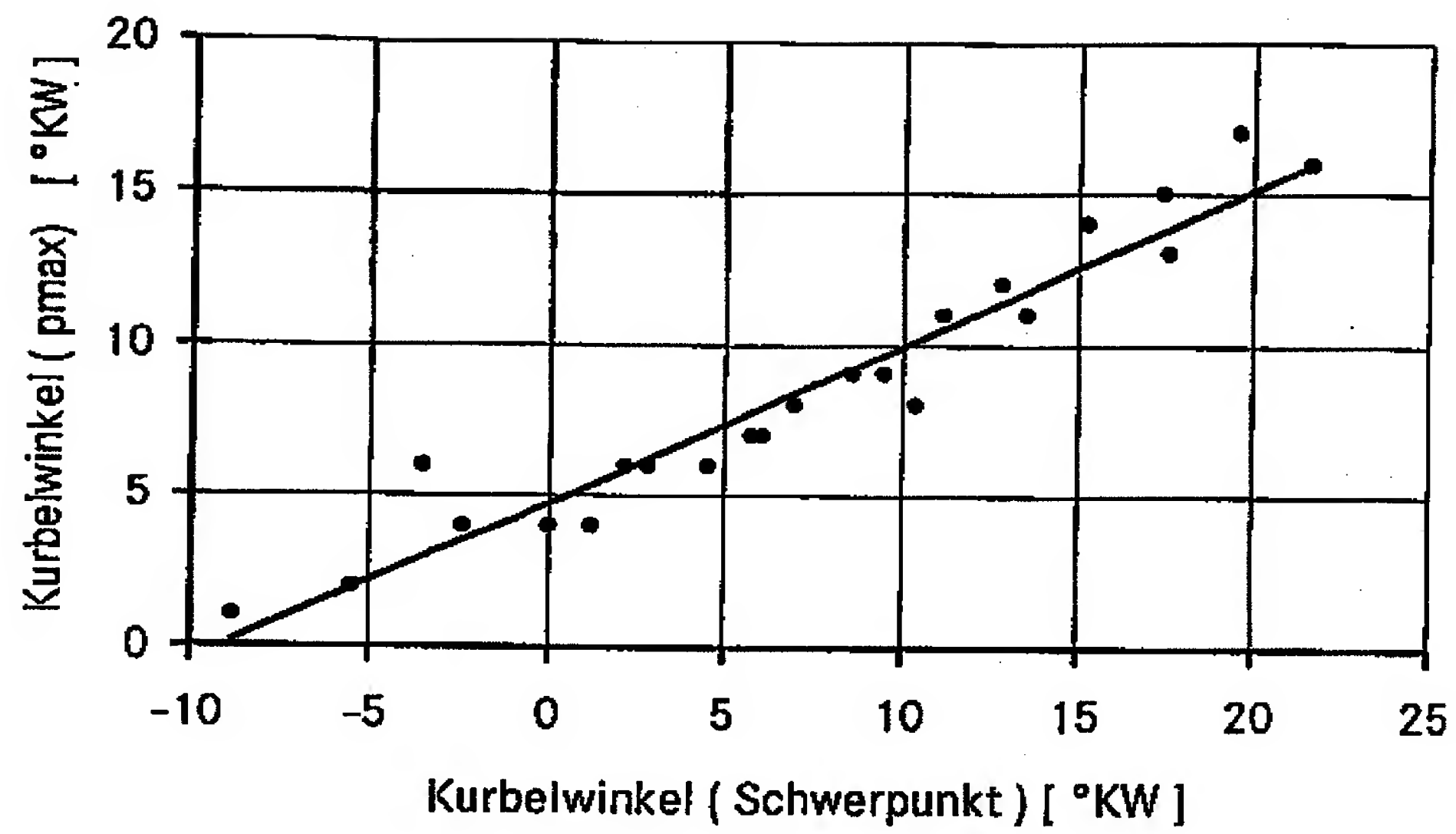


Fig. 3

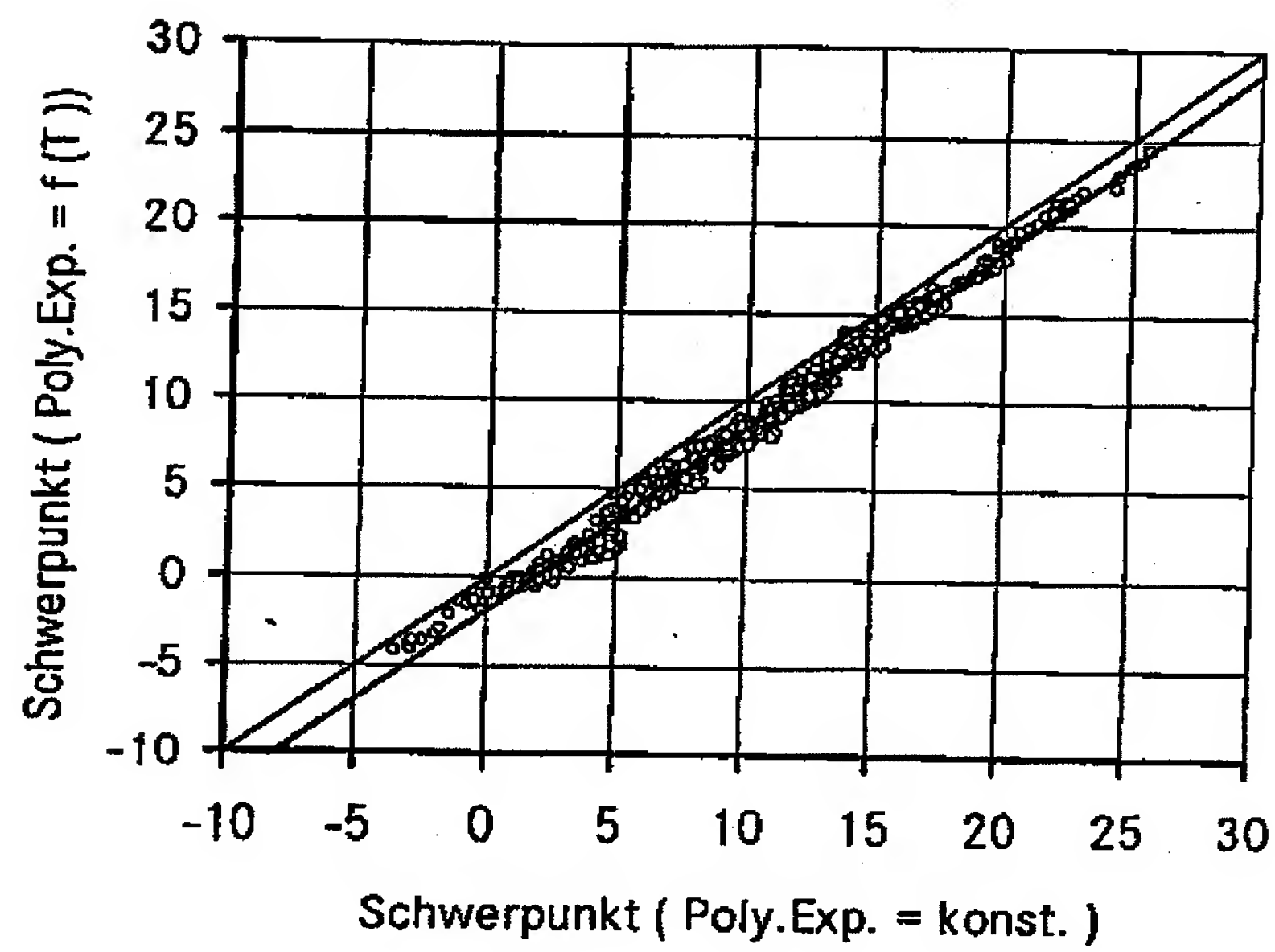


Fig. 4

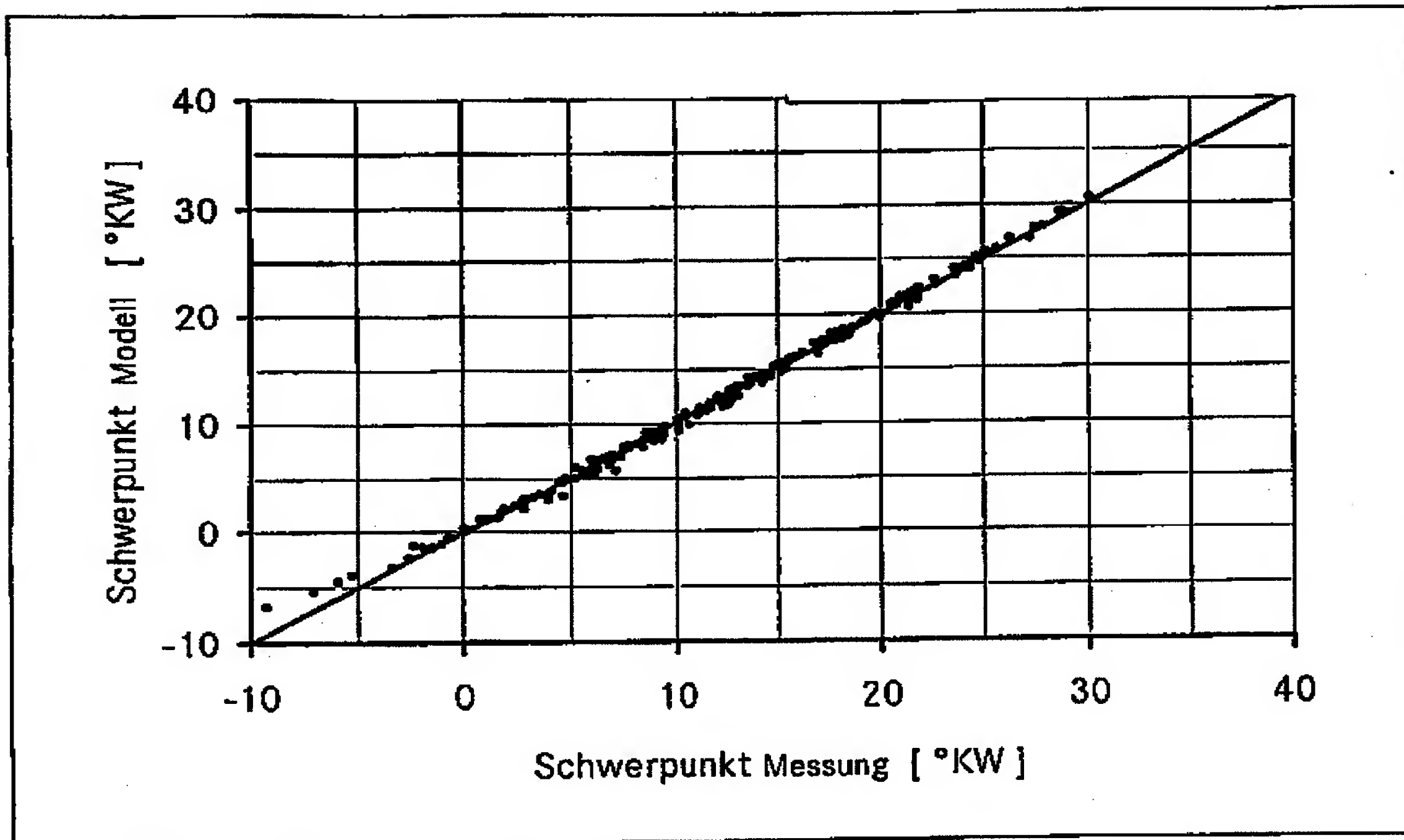


Fig. 5

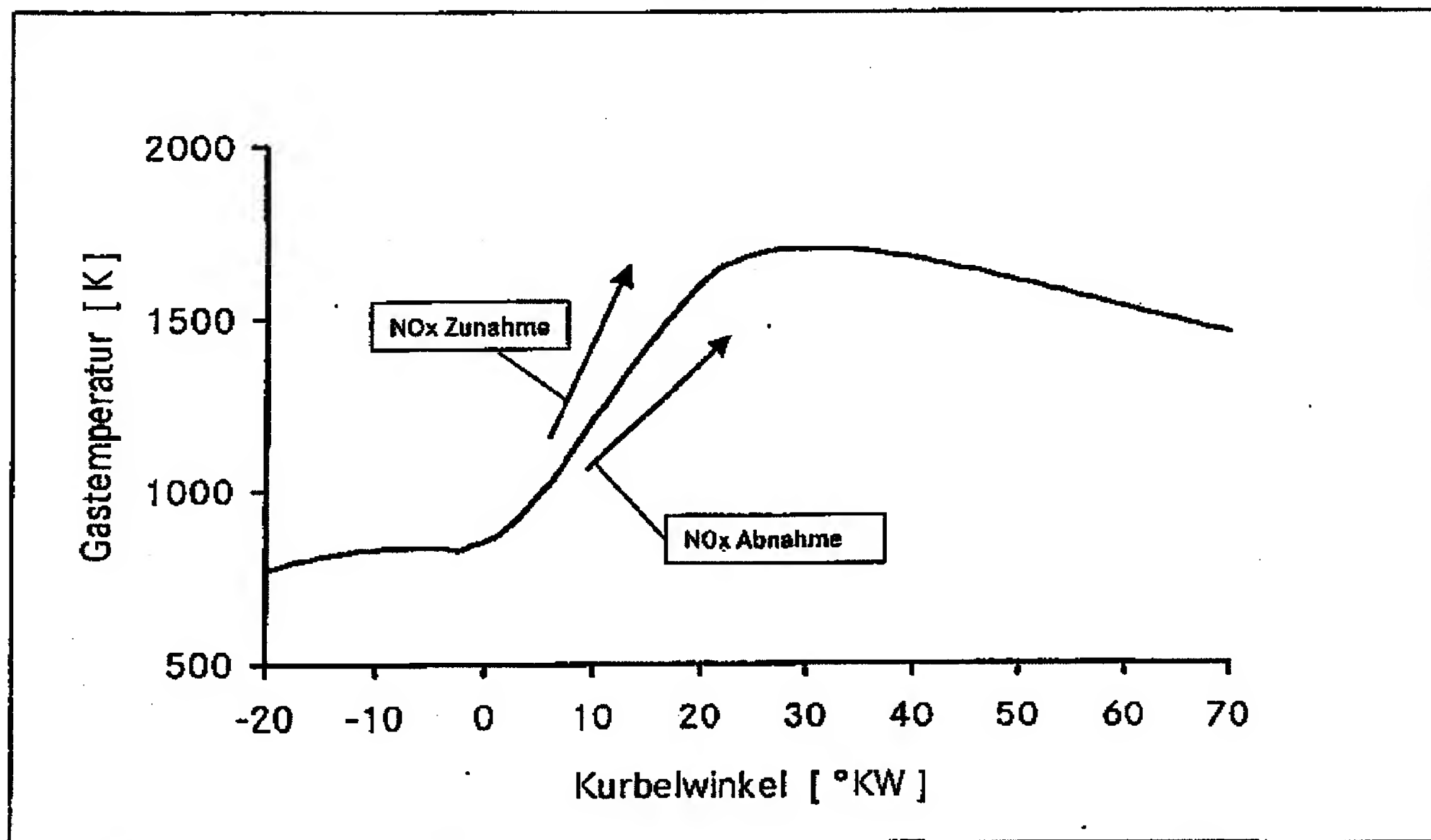


Fig. 6

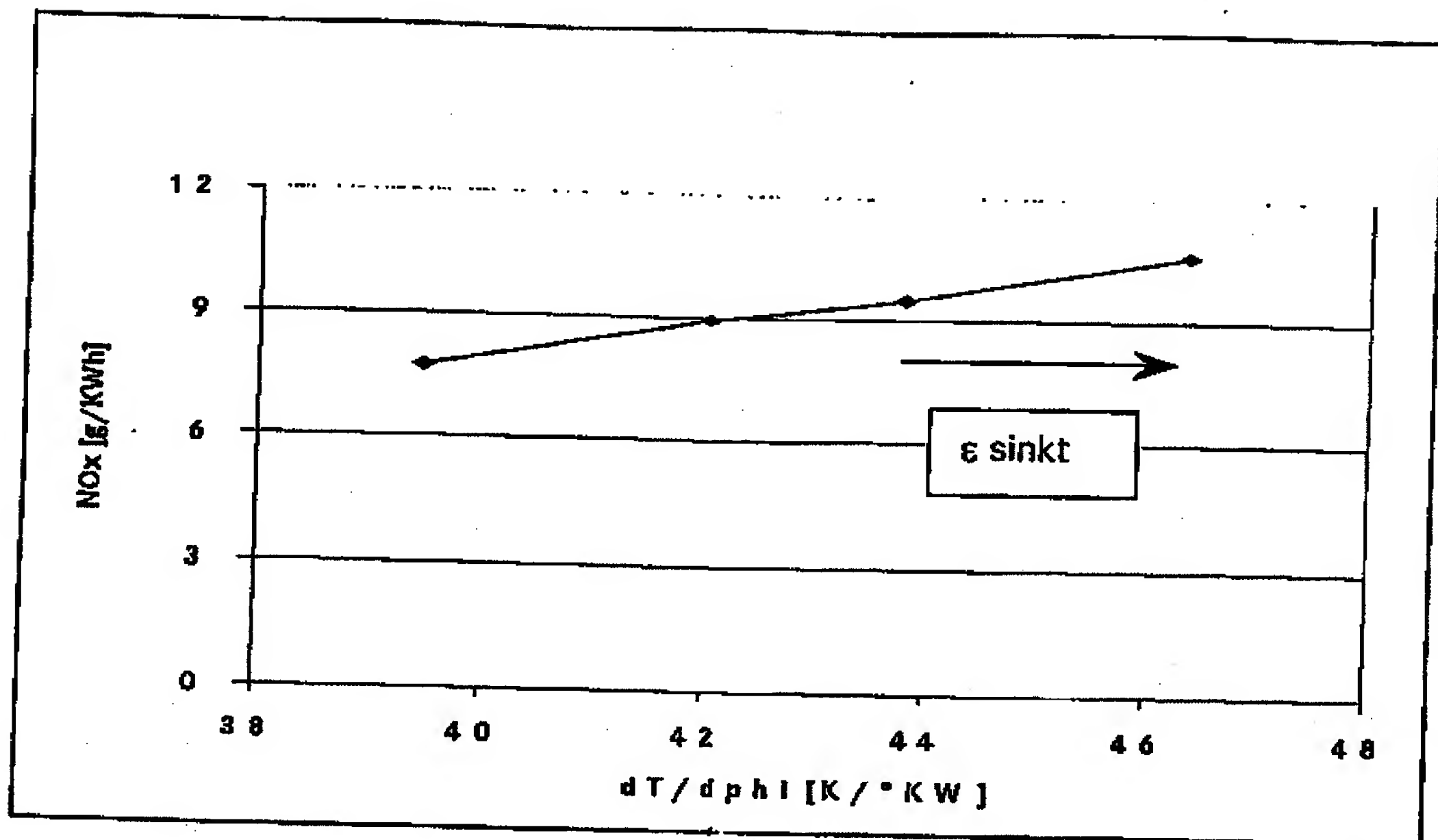


Fig. 7

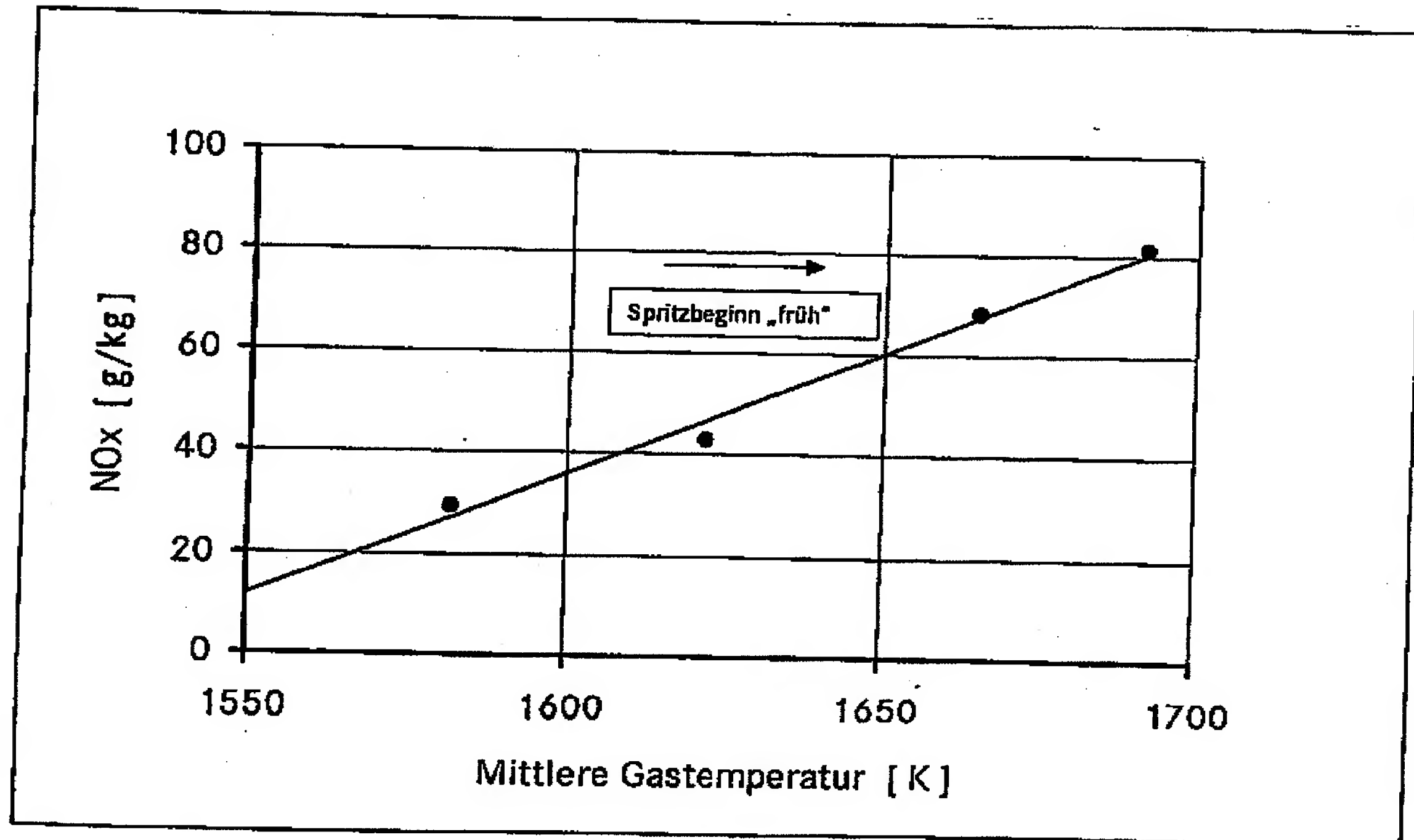


Fig. 8

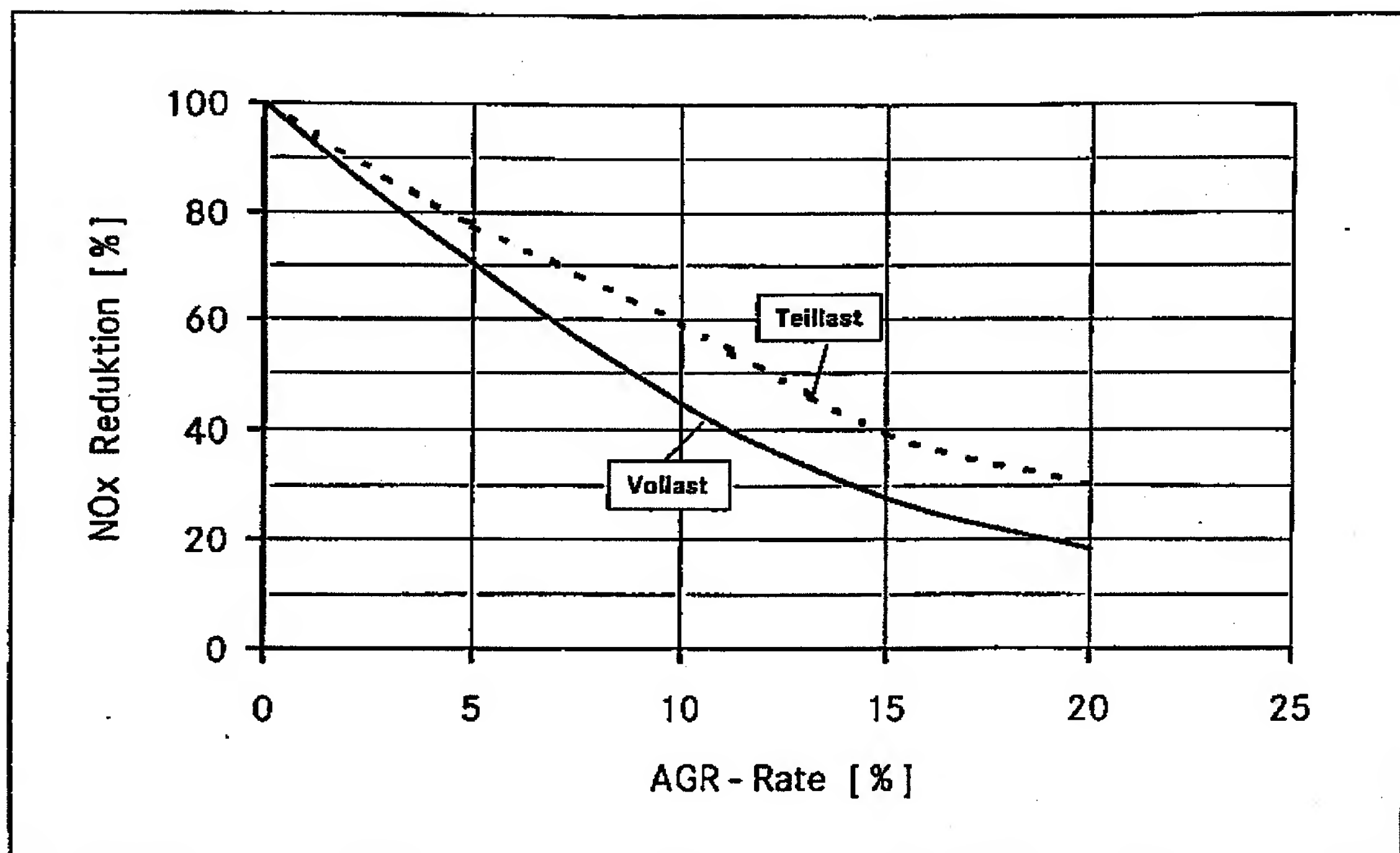


Fig. 9

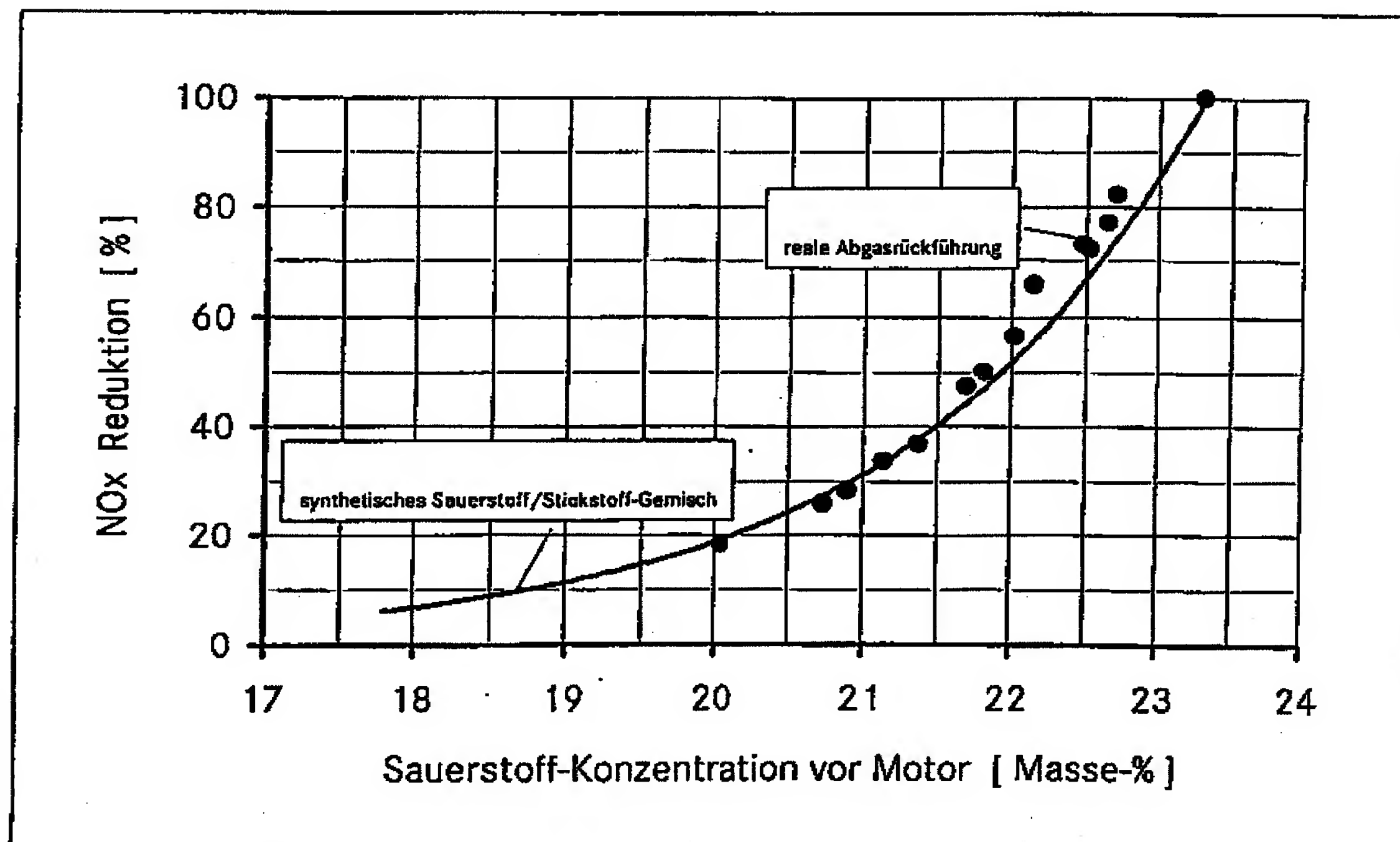


Fig. 10